



**SKRIPSI - ME14 1501**

# **DESAIN *SPRAY DRYER* SEBAGAI PERENCANAAN SISTEM DESTILASI AIR LAUT PADA KAPAL PERIKANAN 100 GT**

Wildan Hilmi Ziauddin Alghifari  
NRP. 4210 100 088

Dosen Pembimbing  
Dr. Beny Cahyono, ST, MT  
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017



**SKRIPSI - ME14 1501**

**DESAIN *SPRAY DRYER* SEBAGAI PERENCANAAN  
SISTEM DESTILASI AIR LAUT PADA KAPAL  
PERIKANAN 100 GT**

Wildan Hilmi Ziauddin Alghifari  
NRP. 4210 100 088

Dosen Pembimbing  
Dr. Beny Cahyono, ST, MT  
Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*



***FINAL PROJECT - ME14 1501***

***SPRAY DRYER DESIGN AS SEA WATER  
DISTILLATION SYSTEM ARRANGEMENT FOR  
FISHING VESSEL 100 GT***

*Wildan Hilmi Ziauddin Alghifari*  
*NRP. 4210 100 088*

*Supervisor*  
*Dr. Beny Cahyono, ST, MT*  
*Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc*

*DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING*  
*Faculty of Marine Technology*  
*Sepuluh Nopember Institute of Technology*  
*Surabaya 2017*

*“Halaman ini sengaja dikosongkan”*

**LEMBAR PENGESAHAN**  
**DESAIN *SPRAY DRYER* SEBAGAI PERENCANAAN**  
**SISTEM DESTILASI AIR LAUT PADA KAPAL**  
**PERIKANAN 100 GT**

**SKRIPSI.**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar  
Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Marine Machinery and System (MMS)

Program Study S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**WILDAN HILMI ZIAUDDIN ALGHIFARI**

NRP 4210 100 088

Disetujui oleh Pembimbing Skripsi:

Dr. Beny Cahyono, ST, MT

(  )

Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc

(  )

SURABAYA

Januari, 2017

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

**LEMBAR PENGESAHAN**  
**DESAIN *SPRAY DRYER* SEBAGAI PERENCANAAN**  
**SISTEM DESTILASI AIR LAUT PADA KAPAL**  
**PERIKANAN 100 GT**  
**SKRIPSI**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar  
Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Marine Machinery and System (MMS)  
Program Study S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknologi Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember


Oleh :

**WILDAN HILMI ZIAUDDIN ALGHIFARI**

NRP 4210 100 088

Disetujui oleh Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan



  
Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST, MT  
NIP. 197708022008011007

SURABAYA

Januari, 2017



“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

**DESAIN *SPRAY DRYER* SEBAGAI PERENCANAAN  
SISTEM DESTILASI AIR LAUT PADA KAPAL  
PERIKANAN 100 GT**

**Nama** : Wildan Hilmi Ziauddin Alghifari  
**NRP** : 4210 100 088  
**Departemen** : Teknik Sistem Perkapalan  
**Dosen Pembimbing I** : Dr. Beny Cahyono, ST, MT  
**Dosen Pembimbing II** : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc

**ABSTRAK**

Pada umumnya, kapal perikanan 100 GT menggunakan motor diesel berdaya 300 HP sebagai penggerak utama (*main engine*) yang bekerja selama operasi panangkapan ikan (kira-kira 9 jam kerja). Efisiensi termal motor diesel sekitar 48%-51%. Sedangkan sebagian besar energi yang terbuang berupa energi panas (kira-kira 25,5%). Pemanfaatan energi panas gas buang motor diesel dapat dimanfaatkan untuk memanaskan udara pengering pada sistem *spray dryer*. *Spray dryer* pada sistem destilasi air laut bekerja dengan memaksimalkan luas permukaan sentuh antara udara pengering ( $130^{\circ}\text{C}$ ) dan air laut yang dikabutkan.

Untuk dapat menghasilkan temperatur udara pengering sebesar  $130^{\circ}\text{C}$  dibutuhkan alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang berjenis plat fin dengan luas area  $7,7 \text{ m}^2$ . Perencanaan desain mampu menghasilkan massa uap air sebesar  $0,285 \text{ kg H}_2\text{O/kg}$  udara pada tiap  $0,89 \text{ m}^3/\text{s}$  volume udara pengering. Sehingga untuk menguapkan air laut sebanyak  $8,51 \text{ kg/jam}$ , serta dapat menghasilkan air tawar sebesar  $8,16 \text{ kg/jam}$  dibutuhkan tabung *spray dryer* dengan tinggi silinder ( $H_s$ ) sebesar  $1,3 \text{ m}$  ; tinggi konis ( $H_k$ ) sebesar  $0,2 \text{ m}$ ; dan diameter tabung *spray dryer* ( $\emptyset$ ) sebesar  $1,1 \text{ m}$  dengan kebutuhan massa aliran udara sebesar  $28,8 \text{ kg udara/s}$ .

**Kata kunci** : destilasi, *spray dryer*, gas buang, motor diesel, kapal perikanan

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

## ***SPRAY DRYER DESIGN AS SEA WATER DISTILLATION SYSTEM ARRANGEMENT FOR FISHING VESSEL 100 GT***

**Name** : Wildan Hilmi Ziauddin Alghifari  
**NRP** : 4210 100 088  
**Departement** : Teknik Sistem Perkapalan  
**Supervisor I** : Dr. Beny Cahyono, ST, MT  
**Supervisor II** : Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc

### **ABSTRACT**

Generally, Fishing Vessel 100 GT use diesel engine with power 300 HP as a main propulsor (main engine) that works for the fishing operation (about 9 work time) Thermal efficiency of motor diesel about 48%-51%. Meanwhile, tho most of part of waste energy is thermal energy (\*about 25.5%). The exhaust gas thermal energy of motor diesel can be used for dryer air heating in spray dryer system. Spray dryer as a one of drying methode which could separate the mixture based on the deference of votality rate (distillation). Spray Dryer in the distillation system of sea water workks by maximizing surface area between dryer air (130°C) and spryed sea water.

For being able to get result of temperature of dryer air 130°C amount needed plate fin heat exchanger with amount of the surface area 7,7 m<sup>2</sup>. Design planning is able to afford water vapor mass with number of 0.285 kg H<sub>2</sub>O, air in every 0.89 m<sup>3</sup>/s volume of dryer air. So, for steaming sea water with a number of 8.51 kg/hour, as well as can afford fresh water with a umber of 8.16 kg/hour that needed spray dryer vessel with the heigh of cylinder (H<sub>s</sub>) is 1.3 m ; height of conis (H<sub>k</sub>) is 0.2 m; and the diameter of spray dyer vessel is 1.1 m with the needs of mass of air flow 28.8 kg/s

**Keyword** : distillation, spray dryer, exhaust gas, motor diesel, fishing vessel

## KATA PENGANTAR

Teriring salam dan doa kepada Allah SWT yang senantiasa melimpahkan karunia dan rahmat-Nya, sehingga dapat menyelesaikan penulisan Tugas Akhir dengan judul “**DESAIN SPRAY DRYER SEBAGAI PERENCANAAN SISTEM DESTILASI AIR LAUT PADA KAPAL PERIKANAN 100 GT**” untuk mendapatkan gelar Sarjana Teknik di Bidang Studi *Marine Machinery and System (MMS)*, Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Sholawat serta salam semoga tetap tercurahkan kepada baginda nabi Muhammad Sallallahu Alaihi Wasallam.

Penulisan tugas akhir ini sangat banyak melibatkan peran berbagai pihak. Sehingga perlu kiranya penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Kedua orang tua saya, Ibu Muntiani dan Ayah Drs. Suhardi, M.Ag yang selalu memberi semangat dan membimbing saya serta adik tercinta M. Zulfan Naf'an Alfirdausi yang selalu memberi semangat saat di rumah maupun diluar.
2. Bapak Dr. Beny Cahyono, ST, MT, selaku dosen pembimbing pertama.
3. Bapak Ir. Alam Baheramsyah, M.Sc, selaku dosen Pembimbing kedua sekaligus sebagai Bapak dosen kepala Laboratorium *Marine Machinery System*.
4. Bapak Indra Ranu Kusuma, ST, M.Sc selaku dosen wali.
5. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT., selaku Kepala Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan ITS.
6. Keluarga besar Himpunan Mahasiswa Islam (HMI) Cabang Surabaya yang selalu memberi dukungan dan semangat.
7. Keluarga besar PINISI 10 yang selalu menemani dikampus.

8. Seluruh civitas akademika Teknik Sistem Perkapalan dan semua pihak yang telah membantu dan memberi saran serta ide sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan.

Penulis sangat sadar secara penuh terhadap tugas akhir ini masih terdapat banyak kekurangan, sehingga perlu kritik dan saran dari berbagai pihak untuk pengembangan karya ini lebih lanjut.

Semoga Tugas Akhir ini dapat menjadi amal serta dapat bermanfaat bagi pengembangan dunia *marine engineering* untuk menunjang pembangunan di bidang maritim.

Surabaya, Desember 2016

Penulis

## DAFTAR ISI

ABSTRAK .....	9
KATA PENGANTAR.....	12
DAFTAR ISI .....	14
DAFTAR GAMBAR .....	18
DAFTAR TABEL .....	20
BAB 1.....	22
PENDAHULUAN.....	22
1.1 Latar Belakang .....	22
1.2 Perumusan Masalah.....	25
1.3 Batasan Permasalahan .....	25
1.4 Tujuan Permasalahan .....	25
1.5 Manfaat Penelitian.....	26
BAB 2.....	27
TINJAUAN PUSTAKA.....	27
2.1 Klasifikasi Kapal Perikanan .....	27
2.2 Kebutuhan Air Tawar Kapal Perikanan .....	28
2.3 Waste Heat Recovery System .....	29
2.4 Gas Buang Motor Diesel .....	30
2.5 Water Cooling System.....	31
2.6 Destilasi Air Laut .....	35
2.7 Karakteristik Air Laut .....	36
2.8 Metode-Metode Pengeringan (Drying Methods) .....	36

2.9 Spray Dryer .....	39
2.10 Desain Spray Dryer .....	41
2.11 Insulasi Termal .....	42
2.12 Neraca Entalpi Menyeluruh.....	44
2.13 Mass Flow Rate Gas Buang .....	44
2.14 Kalor Konveksi.....	45
2.15 Kalor Konduksi .....	46
2.16 Log Mean Temperature Difference .....	46
2.17 Kelembapan Spesifik dan Entalpi Panas .....	46
2.18 Volume Spesifik .....	47
2.19 Kebutuhan Udara Pemanas .....	48
2.20 Dimensi Tabung <i>Spray Dryer</i> .....	50
2.21 Perencanaan Heat Exchanger .....	51
BAB 3.....	55
METODOLOGI PENELITIAN .....	55
3.1 Metodologi .....	55
3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah.....	56
3.3 Studi Literatur.....	57
3.4 Objek Penelitian .....	57
3.5 Desain dan Perhitungan.....	58
3.5.1 <i>Mass Flow Rate</i> Gas Buang .....	58
3.5.2 Kapasitas Produksi Air Tawar.....	59
3.5.3 Neraca Energi .....	60
3.5.4 Kapasitas Tabung Pengereng .....	61



3.5.5 Kelembapan Spesifik.....	61
3.5.6 Volume Spesifik .....	62
3.5.7 Kebutuhan aliran udara pengering.....	62
3.5.8 Dimensi Tabung <i>Spray Dryer</i> .....	62
3.5.9 Kebutuhan Kalor Untuk Udara Lingkungan .....	62
3.5.10 Temperatur Keluar Gas Buang .....	63
3.5.11 Desain <i>Cyclone</i> .....	63
3.5.12 <i>Log Mean Temperature Difference</i> .....	64
BAB 4.....	65
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN .....	65
4.1 Perhitungan <i>Mass Flow Rate</i> Gas Buang .....	65
4.2 Perencanaan Kapasitas Produksi Air Tawar.....	68
4.3 Perencanaan Neraca Energi.....	70
4.4 Perencanaan Kapasitas Tabung Pengering .....	70
4.5 Perhitungan Kelembapan Spesifik .....	71
4.6 Perhitungan Volume Spesifik.....	73
4.7 Perhitungan kebutuhan aliran udara pengering .....	74
4.8 Perhitungan Dimensi Tabung <i>Spray Dryer</i> .....	75
4.9 Perhitungan Kebutuhan Kalor Udara Pengering .....	76
4.10 Menentukan Temperatur Keluar Gas Buang .....	76
4.11 Perencanaan <i>Cyclone</i> .....	77
4.12 Perencanaan Heat Exchanger .....	79
4.13 Kebutuhan Kalor .....	80
4.14 Kebutuhan Heat Exchanger.....	82

4.15 Massa Uap Air.....	86
4.16 Desain Spray Dryer .....	86
4.17 Peletakan Sistem.....	89
BAB 5.....	93
KESIMPULAN DAN SARAN .....	93
5.1 KESIMPULAN .....	93
5.2 SARAN .....	93
DAFTAR PUSTAKA .....	95

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b> Sistem pendingan langsung (terbuka) .....	32
<b>Gambar 2.2</b> Sistem pendinginan tidak langsung (tertutup).....	34
<b>Gambar 2.3</b> Metode pengeringan secara konveksi .....	36
<b>Gambar 2.4</b> Metode pengeringan secara konduksi .....	37
<b>Gambar 2.5</b> Metode pengeringan secara radiasi .....	38
<b>Gambar 2.6</b> Proses spray dryer pada industri .....	41
<b>Gambar 2.7</b> Tables of Limit Temperature Insulation Thermal at room conditions .....	43
<b>Gambar 2.8</b> Dimensi tabung spray dryer .....	50
<b>Gambar 3.1</b> Diagram alir penelitian .....	56
<b>Gambar 3.2</b> Cyclone .....	63
<b>Gambar 3.3</b> Grafik $V_{in} - N_s$ .....	64
<b>Gambar 4.1</b> Grafik Engine.....	66
<b>Gambar 4.2</b> Cyclone .....	77
<b>Gambar 4.3</b> Grafik $V_{in} - N_s$ .....	78
<b>Gambar 4.4</b> Tampak atas spray dryer system .....	88
<b>Gambar 4.5</b> Tampak samping spray dryer system .....	89
<b>Gambar 4.6</b> <i>General Arrangement</i> .....	91

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> Klasifikasi kapal perikanan menurut statistik perikanan tangkap Indonesia.....	27
<b>Tabel 2.2</b> Product classification and dryer types .....	39
<b>Tabel 2.3</b> Ukuran dan spesifikasi pipa JIS G3459 .....	49
<b>Tabel 4.1</b> Variasi putaran engine dan $ma$ .....	67
<b>Tabel 4.2</b> Variasi putaran engine dan $me.g$ .....	67
<b>Tabel 4.3</b> CFM <i>exhaust gas</i> dan putaran engine.....	68
<b>Tabel 4.4</b> Exhaust gas temperature .....	68
<b>Tabel 4.5</b> Variasi temperatur gas buang .....	77
<b>Tabel 4.6</b> Gradien temperatur fluida panas dan fluida dingin (C) .....	79
<b>Tabel 4.7</b> Gradien temperatur fluida panas dan fluida dingin (F) .....	80
<b>Tabel 4.8</b> Q dan $m$ .....	80
<b>Tabel 4.9</b> Hasil perhitungan kalor peningkatan temperatur .....	81
<b>Tabel 4.10</b> Kebutuhan kalor laten dan kalor total.....	82
<b>Tabel 4.11</b> <i>Log mean temperature difference</i> .....	83
<b>Tabel 4.12</b> <i>Reynold number</i> gas buang.....	83
<b>Tabel 4.13</b> Koefisien panas gas buang.....	84
<b>Tabel 4.14</b> <i>Reynold number</i> udara pengering .....	84
<b>Tabel 4.15</b> Koefisien panas udara pengering.....	85
<b>Tabel 4.16</b> Kebutuhan luas area <i>heat exchanger</i> .....	85
<b>Tabel 4.17</b> Massa uap air .....	86

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

## **BAB 1**

### **PENDAHULUAN**

#### **1.1 Latar Belakang**

Saat ini pembangunan di sektor perikanan menjadi perhatian utama bagi Pemerintah. Perhatian tersebut diimplementasikan melalui dukungan kebijakan fiskal maupun non fiskal yang bertujuan untuk meningkatkan kesejahteraan rakyat, terutama nelayan. Selain itu, kebijakan Pemerintah juga diarahkan untuk menjaga kelestarian sumber daya ikan dan lingkungannya. Harapan dari dampak kebijakan yang telah dilakukan adalah kontribusi sektor perikanan semakin meningkat.

Fakta menunjukkan bahwa Indonesia merupakan Negara maritim dan kepulauan terbesar (17.504 pulau) di dunia serta memiliki garis pantai terpanjang kedua di dunia. (104.000 km). Berlimpahnya kekayaan laut yang terdapat di Indonesia diikuti dengan besarnya potensi sumber daya dan jenis ikan. Berdasarkan data Kementerian Kelautan dan Perikanan 2011, potensi lestari sumber daya ikan laut di Indonesia sebesar 6,52 juta ton.

Volume produksi perikanan Indonesia terus meningkat setiap tahunnya. Produksi perikanan tangkap tahun 2006 sebesar 4,8 juta ton dan meningkat menjadi 5,7 ton pada tahun 2011. Rata-rata kenaikan produksi perikanan dirasakan cukup lambat, hanya sekitar 3,2 persen (Kelautan dan Perikanan Dalam Angka, KKP, 2011).

Seiring dengan meningkatnya volume produksi perikanan tahun 2006-2011, nilai produksi perikanan tangkap tahun 2006 adalah sebesar Rp. 48,83 triliun rupiah. Meningkat 1,5 kali pada tahun 2011 yakni sebesar Rp. 70,03 triliun rupiah (Kelautan dan Perikanan Dalam Angka, KKP, 2011).

Menurut data dari Kementerian Kelautan dan Perikanan tahun 2011, pembangunan kapal perikanan dengan ukuran 50-100 GT memiliki persentase kenaikan sebesar 1,41 % dalam kurun waktu 2010-2011.

Kapal perikanan 50-100 GT memiliki kelebihan jangkauan operasi penangkapan yang mampu menjangkau perairan dalam di sekitar perairan Laut Jawa, Selat Karimata, Laut Cina Selatan, Selat Makassar, dan Laut Utara Nusa Tenggara Barat dengan lama operasi rata-rata sekitar 40 hari per *trip*. (DKP, 2005). Pada umumnya, kapal perikanan 100 GT mempekerjakan sekitar 15 ABK. Berdasarkan buku Machinery Outfitting kebutuhan air tawar untuk minum dan masak pada kapal perikanan laut berkisar antara 5 liter/orang/hari.

Pada umumnya, kapal perikanan ukuran 100 GT menggunakan motor diesel berdaya 300 HP sebagai motor penggerak utama (*main engine*). Motor diesel memiliki beberapa keunggulan dibandingkan dengan motor otto. Diantaranya adalah efisiensi thermal lebih tinggi (48%-51%). Selain itu, suhu pembakaran pada ruang bakar lebih tinggi (500°C-600°C) (Praktikum Permesinan Kapal 1 JTSP-ITS, 2011). Sehingga berpengaruh terhadap suhu gas buang motor diesel. Di samping beberapa keunggulan tersebut, energi terbuang yang dihasilkan dari proses pembakaran motor diesel sangat tinggi (60%-70%). Sebagian besar energi yang terbuang berupa energi panas. Jika diperhatikan, sangat mungkin untuk memaksimalkan energi panas yang terbuang melalui gas buang motor diesel.

Destilasi merupakan suatu metode pemisahan campuran yang didasarkan pada perbedaan tingkat volatilitas (kemudahan suatu zat untuk menguap). Sehingga sistem destilasi air laut merupakan sebuah langkah untuk menghasilkan air tawar dari proses pemisahan kandungan H<sub>2</sub>O pada kandungan air laut melalui proses penguapan. Pemisahan kandungan tersebut dapat



dilakukan melalui berbagai metode, antara lain adalah *evaporation*, *drying*, maupun *reverse osmosis*. Dari ketiga metode tersebut, *reverse osmosis* tidak menggunakan prinsip perbedaan tingkat volatilitas. Sehingga metode tersebut dalam perancangannya memiliki nilai yang sangat mahal (Aziz : 2007). Sedangkan metode *evaporation* membutuhkan kebutuhan ruang yang relatif lebih luas daripada metode *drying*. Sedangkan metode *drying* memiliki kelebihan dalam efisiensi termal yang dihasilkan. Sebagai contoh salah satu metode *drying*, yakni *spray drying* memiliki efisiensi termal hingga 55% (Mujumdar A.S : 2011). Maka dari itu, penggunaan metode *drying* perlu digalakkan mengingat tingkat efisiensi termal yang relatif lebih tinggi daripada metode *evaporation*, serta biaya instalasi yang lebih murah daripada menggunakan metode *reverse osmosis*.

Sistem *spray dryer* merupakan salah satu jenis sistem dari metode *drying*. *Spray dryer* memiliki efektifitas dalam pemaksimalan luas permukaan sentuh air laut yang akan diuapkan melalui proses perpindahan panas dengan udara lingkungan yang telah dipanaskan pada suhu tertentu. Sehingga sistem *spray dryer* sangat efektif dalam memaksimalkan laju aliran massa uap air yang diuapkan dalam satuan waktu.

Mengingat motor diesel pada kapal perikanan 100 GT bekerja pada waktu operasi penangkapan yang dilakukan pada malam hari yakni antara jam 19.00 hingga 04.00 (kira-kira 9 jam kerja). Maka dari itu, sangat mungkin untuk menghasilkan kapasitas air tawar melalui sistem *spray dryer* dengan memaksimalkan energi panas motor diesel untuk menjawab tantangan kebutuhan persediaan air tawar (*fresh water*) pada kapal perikanan 100 GT saat melaut. Hal tersebut sangat membantu pemilik kapal dalam menekan biaya operasional kapal yang disebabkan salah satunya adalah konsumsi air tawar untuk ABK.

## 1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan uraian di atas, didapatkan perumusan masalah pada penelitian tentang desain *spray dryer* sebagai perencanaan sistem destilasi air laut dengan memanfaatkan panas gas buang pada kapal perikanan 100 GT, diantaranya :

1. Bagaimana desain *spray dryer* sebagai perencanaan sistem destilasi air laut yang sesuai dengan kebutuhan ruang kapal yang menjadi objek penelitian.
2. Berapa kapasitas panas yang dibutuhkan oleh sistem untuk menghasilkan air tawar sesuai kebutuhan.

## 1.3 Batasan Permasalahan

Batasan masalah dari penelitian ini adalah :

1. Desain *spray dryer* meliputi desain *heat exchanger* sebagai alat penukar kalor antara gas buang dan udara lingkungan, desain tabung *spray dryer*, *separator* untuk memisahkan kandungan uap air  $H_2O$  dan endapan, serta *condenser* untuk proses pengembunan uap air  $H_2O$ .
2. Hasil akhir analisa berupa desain *spray dryer system* untuk proses destilasi air laut dengan memperhatikan kebutuhan ruang kapal yang menjadi objek penelitian.
3. Desain dan perhitungan sistem tidak merubah dimensi sistem gas buang kapal yang menjadi objek penelitian.

## 1.4 Tujuan Permasalahan

Tujuan dari penelitian ini adalah menghasilkan desain *spray dryer system* sebagai perencanaan sistem destilasi air laut yang cocok digunakan pada kapal perikanan 100 GT dengan memperhitungkan dan memperhatikan kebutuhan ruang kapal yang menjadi objek penelitian.

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian ini adalah menghasilkan desain *spray dryer system* pada destilasi air laut yang dapat digunakan sebagai alternatif penyediaan air tawar pada kapal perikanan laut 100 GT.

### **1.6 Hasil Penelitian**

Hasil dari penelitian ini berupa desain *spray dryer system* pada destilasi air laut yang memanfaatkan panas gas buang kapal perikanan laut 100 GT sehingga dapat menjadi alternatif kebutuhan penyediaan air tawar.

## BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Klasifikasi Kapal Perikanan

Kapal perikanan adalah kapal, perahu, alat apung lain yang digunakan untuk melakukan penangkapan ikan, mendukung operasi penangkapan ikan, pengolahan ikan, pelatihan perikanan, dan penelitian/ekspolarasi perikanan. Dalam perkembangannya kapal perikanan diklasifikasikan menjadi beberapa jenis. Pengklasifikasian jenis kapal perikanan dilakukan oleh beberapa lembaga. Menurut Statistik Perikanan Tangkap Indonesia, berdasarkan jenis alat tangkap yang digunakan, kapal perikanan dibagi menjadi 2 (dua) kategori, yakni :

1. Perahu tanpa motor (*non-powered boat*)
2. Perahu/kapal (*powered boat*)

Untuk mempermudah pemahaman terhadap pengklasifikasian kapal perikanan tangkap berdasarkan jenis alat tangkapnya dapat dilihat pada Tabel 2.1.

**Tabel 2.1** Klasifikasi kapal perikanan menurut statistik perikanan tangkap Indonesia

No	Kategori Perahu/Kapal	
1	Kapal Tanpa Motor	Jukung
2	Perahu/Kapal	Perahu Papan
		Motor tempel
		Kapal Motor
		Kecil, sedang, besar
		< 5 GT, 5–10 GT, 10-20 GT, 20-30 GT, 30-50 GT, 50-100 GT, 100-200 GT, 200-300 GT, 300-500 GT, 500-1000 GT, ≥1000 GT

(Statistik Perikanan Tangkap Indonesia, 2010)

FAO (*Food and Agriculture Organization*) sebagai lembaga dibawah naungan PBB mengeluarkan standar internasional klasifikasi statistik kapal perikanan (*International Standart*

*Statistical Classification of Fishing Vessels, ISSCFV – FAO 1985*). *ISSCFV – FAO 1985*, di dalam penjabarannya terdapat 11 (sebelas) jenis kapal penangkap ikan dan 7 (tujuh) jenis kapal perikanan lainnya. Dari penjabaran tersebut, *ISSCFV – FAO 1985* membagi kapal perikanan menjadi 2 (dua) jenis kapal perikanan, yakni :

1. Jenis kapal penangkap ikan
2. Jenis kapal bukan penangkap ikan (kapal perikanan lainnya)

## **2.2 Kebutuhan Air Tawar Kapal Perikanan**

Umumnya, pada kapal perikanan 100 GT, melibatkan sedikitnya 15 ABK. Hal ini menuntut pemilik kapal untuk memperhatikan ketersediaan perbekalan (*provision*) saat kapal melaut. Salah satunya adalah air tawar. Pada prinsipnya, air tawar merupakan kebutuhan utama manusia. Oleh karena itu, kebutuhan ketersediaan air tawar merupakan penentu nilai ergonomis kapal perikanan.

Secara umum, kebutuhan air tawar kapal perikanan sama dengan kebutuhan air tawar pada kapal niaga. Karena pada prinsipnya, kebutuhan air tawar manusia adalah sama. Kebutuhan air tawar pada kapal niaga dibagi menjadi 3 (tiga) bagian, yakni :

1. Kebutuhan air tawar untuk makan, minum, memasak (5-10 lt/orang/hari)
2. Kebutuhan air tawar untuk mencuci dan mandi (80-100 lt/orang/hari)
3. Kebutuhan air tawar untuk pendingin *engine* (2-5 lt/BHP)

Namun, terdapat beberapa perbedaan dalam ketersediaan kebutuhan air tawar pada kapal perikanan laut dan kapal niaga jika ditinjau dari aspek ekonomis meliputi efisiensi muatan dan fungsional. Aspek ekonomis meliputi efisiensi muatan non ikan dan efektifitas muatan ikan. Sedangkan aspek fungsional meliputi efisiensi ruang muat non ikan dan efektifitas ruang muat ikan. Disamping itu, terdapat aspek budaya dan kebiasaan yang perlu

dipertimbangkan pada desain kebutuhan air tawar kapal perikanan. Oleh karena itu, persediaan air tawar pada kapal perikanan dapat didefinisikan sebagai ketersediaan air tawar untuk kebutuhan makan, minum, dan memasak. Berdasarkan analisa aspek-aspek tersebut, dapat dijelaskan bahwa pada dasarnya ketersediaan kebutuhan air tawar pada kapal perikanan hanya terletak pada persediaan air tawar untuk kebutuhan makan, minum, dan memasak. Dengan meniadakan kebutuhan air tawar untuk pendinginan *engine* dikarenakan pemilihan *engine* pada kapal perikanan menggunakan *sea water cooling* dan kebutuhan air tawar untuk mencuci dan mandi, dikarenakan aspek budaya dan kebiasaan nelayan Indonesia memanfaatkan air laut untuk mandi dan mencuci. Oleh karena itu, pemanfaatan air tawar pada kapal perikanan yang efektif dan efisien dapat meningkatkan nilai keekonomian hasil perikanan oleh nelayan saat melaut.

### 2.3 Waste Heat Recovery System

*Waste Heat Recovery System* merupakan salah satu metode pemanfaatan energi yang terkandung dalam bahan bakar. Mengingat energi yang dihasilkan melalui proses pembakaran pada motor diesel memiliki efisiensi sekitar 48%-51%, maka pemanfaatan sisa dari energi yang dilepas ke atmosfer melalui gas buang menjadi mutlak dilakukan. Pada motor diesel terdapat lima sumber panas utama yang dapat dimanfaatkan energi panasnya. Pada studi kasus motor diesel dengan *SFOC* 171 g/kWh, energi yang terbuang dilepas melalui, *lubricating oil cooler* 2,9%, *water jacket cooler* 5,2%, *exhaust gas* 25,5%, *air cooler* 16,5%, *heat radiation* 0,6% (*A Review of Waste Heat Recovery on Two-Stroke IC Engine Aboard Ship*, Tianjin University: 2013). Pemaksimalan energi yang terbung pada kelima sumber panas utama yang dihasilkan melalui proses pembakaran pada motor diesel, digunakan untuk pemanas boiler, penggerak generator, hingga destilasi air laut untuk menghasilkan air tawar, tentunya dengan memperhatikan beberapa faktor yang berpengaruh terhadap kelayakan *Waste Heat Recovery System*, yakni :

1. *Heat Quantity*, adalah ukuran kuantitas panas yang terkandung dalam aliran panas.
2. *Waste Heat Temperature*, merupakan suhu panas buang yang sangat menentukan proses pemanfaatan energi panas.
3. *Waste Stream Composition*, merupakan kandungan unsur kimia yang terkandung dalam panas buang yang berpengaruh terhadap *material lifetime* dan *recovery process*.
4. *Minimum Allowed Temperature*, merupakan suhu minimum yang diizinkan sehingga tidak menyebabkan korosi pada material penukar panas akibat suhu uap air berada dibawah titik embun senyawa yang terkandung dalam gas buang, seperti CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, SO<sub>x</sub>, dan uap air.

*Exhaust gas* memiliki potensi mass flow rate serta temperatur yang tinggi sehingga pemanfaatan energi *exhaust gas* melalui sebuah alat penukar kalor (*heat exchanger*) dapat menjadi alternatif pemanfaatan *Waste Heat Recovery System*.

## 2.4 Gas Buang Motor Diesel

Gas buang motor diesel memiliki nilai kalor yang cukup tinggi. Gas buang motor diesel merupakan salah satu dari jenis *waste heat recovery system*, sehingga sangat cocok jika tingginya nilai kalor dari gas buang dimanfaatkan untuk proses konversi energi. Terlebih pada sisitem penyediaan kebutuhan air tawar pada kapal perikanan ukuran 100 GT.

Pada studi kasus motor diesel dengan *SFOC* 171 g/kWh, energi yang terbuang dilepas melalui, *lubricating oil cooler* 2,9%, *water jacket cooler* 5,2%, *exhaust gas* 25,5%, *air cooler* 16,5%, *heat radiation* 0,6% (*A Review of Waste Heat Recovery on Two-Stroke IC Engine Aboard Ship*, Tianjin University: 2013). Hal tersebut sangat jelas menunjukkan bahwa gas buang memiliki potensi energi sebesar 25,5% dari total energi yang terbuang oleh motor diesel.

Temperatur gas buang motor diesel berkisar pada nilai 310°C pada *exhaust manifold* (Aziz Nazruddin : 2009). Besar temperatur gas buang tersebut dapat digunakan untuk memanaskan suhu udara lingkungan (berkisar 35°C) sehingga nilai temperatur udara lingkungan bertambah sebagai syarat awal proses *spray dryer* pada tahap pengkabutan air laut di tabung *spray dryer*.

## 2.5 Water Cooling System

Sistem pendinginan dibuat agar motor diesel dapat bekerja pada temperatur kerja. Sistem pendinginan motor diesel menggunakan prinsip perpindahan kalor. Panas diserap secara konduksi dari metal disekeliling silinder, dari katup, dari kepala silinder menuju cairan pendingin. Permukaan logam dengan cairan pendingin terjadi perpindahan panas secara konveksi dan didalam cairan pendingin terjadi sentuhan dan perpindahan panas, sehingga air menjadi panas dalam kantong-kantong air pendingin, yang terletak didalam blok silinder. Hampir sepertiga panas pembakaran motor karena gesekan komponen komponen motor yang bergesekan diserap oleh sistem pendinginan (Jauhari Lutfi : 2012). Maka dari itu, spesifikasi komponen motor diesel harus memiliki syarat tertentu sehingga mampu bekerja saat panas maksimal.

Temperatur rata-rata dari komponen motor diesel relatif tinggi. Piston bertemperatur sekitar 260<sup>0</sup> C (500<sup>0</sup> F) klep buang bertemperatur 649<sup>0</sup> C (1200<sup>0</sup> F) (Jauhari Lutfi : 2012). temperatur tersebut merupakan temperatur yang tinggi untuk membuat air menjadi mendidih. '*Overheating*' yaitu motor bekerja pada temperatur melebihi temperatur kerja dan sangat berbahaya terhadap komponen-komponen motor. Sebagai cairan pendingin digunakan air. (Nuruzzaman, 2003).

Beberapa mesin kapal menggunakan air laut sebagai fluida pendingin, tetapi pada umumnya dipakai air tawar sebagai fluida pendingin yang didinginkan oleh air laut untuk mencegah

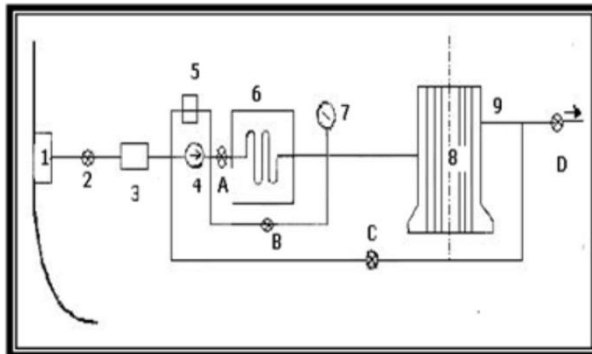


terjadinya korosi serta endapan-endapan. Secara umum tujuan dari pendinginan adalah sebagai berikut :

1. Mencegah panas berlebihan pada system pelumasan motor diesel yang dapat membakar lapisan pelumas pada dinding silinder.
2. Mereduksi tegangan thermal pada komponen motor diesel seperti silinder, torak, cincin torak, dan katup-katup.
3. Menjaga efisiensi thermal motor diesel pada saat bekerja.

Pada umumnya kapal perikanan memiliki 2 (dua) metode dalam sistem pendinginan. Yakni dengan menggunakan sistem pendinginan secara langsung (terbuka) dan sistem pendinginan secara tidak langsung (tertutup). Sistem pendinginan langsung adalah sistem pendinginan yang menggunakan satu media pendingin saja yakni dengan media pendingin air laut untuk mendinginkan motor diesel.

Berikut merupakan skema sistem pendinginan secara langsung (tertutup).



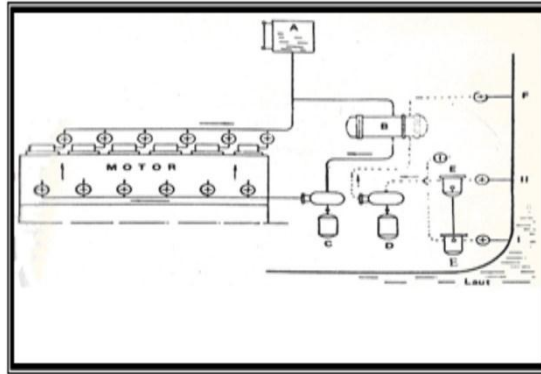
**Gambar 2.1** Sistem pendingan langsung (terbuka)  
(www.bppp-tegal.com)

Keterangan :

- |                            |                       |
|----------------------------|-----------------------|
| 1. <i>Seachest</i>         | 6. Tangki pendingin   |
| 2. <i>Non Return Valve</i> | 7. <i>Thermometer</i> |
| 3. <i>Filter</i>           | 8. <i>Main Engine</i> |
| 4. <i>LT- water pump</i>   | 9. Pipa buang         |
| 5. <i>Stand-by pump</i>    |                       |

Bila ditinjau dari segi konstruksi sistem pendinginan langsung mempunyai keuntungan yaitu lebih sederhana dan daya yang diperlukan untuk sirkulasi air lebih kecil dibandingkan dengan sistem pendinginan tidak langsung. Selain itu dapat menghemat pemakaian peralatan, karena pada sistem ini tidak memerlukan tangki air dan tidak memerlukan banyak pompa untuk mensirkulasikan air pendingin. Adapun kerugian dari sistem pendinginan langsung ini adalah pada instalasi perpipaannya mudah sekali terjadi pengerakan (karat) karena air laut ini bersifat korosif serta air pendingin sangat terpengaruh dengan temperatur air laut.

Sistem pendinginan tidak langsung (tertutup) menggunakan dua media pendingin, yakni air tawar dan air laut. Air tawar digunakan untuk mendinginkan bagian-bagian pada motor diesel, sedangkan air laut digunakan untuk mendinginkan air tawar, setelah itu air laut langsung dibuang keluar kapal dan air tawar bersirkulasi dalam siklus tertutup. Sistem pendinginan ini mempunyai efisiensi yang lebih tinggi dan dapat mendinginkan bagian-bagian motor diesel secara merata.



**Gambar 2.2** Sistem pendinginan tidak langsung  
(tertutup)  
(www.bppp-tegal.com)

Keterangan :

- |                            |                    |
|----------------------------|--------------------|
| A. <i>Fresh water tank</i> | H. <i>Seachest</i> |
| B. <i>Bejana pendingin</i> |                    |
| C. <i>Fresh water pump</i> |                    |
| D. <i>Sea water Pump</i>   |                    |
| E. <i>Filter</i>           |                    |
| F. <i>Overboard</i>        |                    |
| G. <i>Seachest</i>         |                    |

Efisiensi sistem pendinginan tidak langsung memiliki tingkat efisiensi yang lebih tinggi daripada sistem pendinginan langsung karena dapat mendinginkan secara merata. Selain itu, sistem pendinginan tidak langsung dapat meminimalisasi risiko korosi yang dapat merusak komponen dalam *water cooling system*.

Namun, sistem pendinginan tidak langsung juga memiliki beberapa kerugian. Diantaranya adalah terlalu banyak menggunakan ruangan untuk penempatan alat-alat utamanya, sehingga beban konstruksi menjadi meningkat. Sehingga, daya yang dipergunakan untuk mensirkulasikan air pada sistem

pendingin tidak langsung menjadi lebih besar. Hal ini disebabkan oleh banyaknya pompa yang digunakan dalam sistem.

## 2.6 Destilasi Air Laut

Destilasi merupakan suatu metode pemisahan campuran yang didasarkan pada perbedaan tingkat volatilitas (kemudahan suatu zat untuk menguap). Sehingga proses destilasi sangat dipengaruhi oleh karakteristik zat cair yang akan diuapkan. Pada prinsipnya destilasi dibagi menjadi dua proses utama, yakni proses penguapan (*evaporasi*) dan proses pendinginan (*kondensasi*). Destilasi banyak dimanfaatkan dalam berbagai proses di Industri. Salah satunya adalah proses pemisahan kandungan garam pada air laut untuk menghasilkan air tawar. Pada prinsipnya proses penguapan kandungan garam pada air laut didahului dengan proses penguapan senyawa air laut melalui *evaporatorion*, dilanjutkan dengan proses pengembunan uap air tawar yang terkumpul pada suatu wadah yang terpisah melalui *condenser* sehingga menghasilkan air tawar.

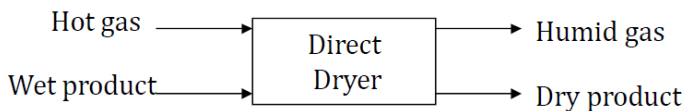
Dalam penjabarannya terdapat 3 (tiga) metode pemisahan campuran. Yakni *evaporation*, *drying*, dan *reverse osmosis*. Dari ketiga metode tersebut, *reverse osmosis* tidak menggunakan prinsip perbedaan tingkat volatilitas. Sehingga metode tersebut dalam perancangannya memiliki nilai yang sangat mahal (Aziz : 2007). Sedangkan metode *evaporation* membutuhkan kebutuhan ruang yang relatif lebih luas daripada metode *drying*. Sedangkan metode *drying* memiliki kelebihan dalam efisiensi termal yang dihasilkan. Sebagai contoh salah satu metode *drying*, yakni *spray drying* memiliki efisiensi termal hingga 55% (Mujumdar A.S : 2011). Maka dari itu, penggunaan metode *drying* perlu digalakkan mengingat tingkat efisiensi termal yang relative lebih tinggi daripada metode *evaporation*, serta biaya instalasi yang lebih murah daripada menggunakan metode *reverse osmosis*. .

## 2.7 Karakteristik Air Laut

Air laut pada umumnya memiliki rata-rata kadar garam 34,5 %. Artinya dalam satu liter laut mengandung 34,5 gram garam. Kadar garam yang terkandung dalam air laut disebut dengan salinitas air laut. Definisi tentang salinitas pertama kali dikemukakan oleh C. FORCH, M. KNUDSEN, dan S.PX. SORENSEN pada tahun 1902. Salinitas didefinisikan sebagai berat dalam gram dari semua zat padat yang terlarut dalam 1 (satu) kilogram air laut jikalau semua brom dan yodium digantikan dengan khlor dalam jumlah yang setara, semua karbonat diubah menjadi oksidasinya dan semua zat organik dioksidasikan. Nilai salinitas dinyatakan dalam  $g/kg$  umumnya ditulis dalam ‰ yang memiliki arti *part per thousand* (ppt). Tingkat salinitas air laut sangat menentukan densitas air laut. Densitas bertambah seiring bertambahnya salinitas dan berkurangnya suhu. Sedangkan suhu air laut berkisar antara  $18,7^{\circ}C$  hingga  $42^{\circ}C$ . Berdasarkan hasil penelitian terhadap komposisi garam di air laut sejak tahun 1859 oleh FORCHHAMMER, menjelaskan bahwa air laut mempunyai perbandingan komposisi garam yang sama untuk hampir perairan di dunia. Pada umumnya, air laut memiliki tingkat salinitas sebesar 35 ‰ atau lebih dikenal dengan *standart sea water*.

## 2.8 Metode-Metode Pengeringan (Drying Methods)

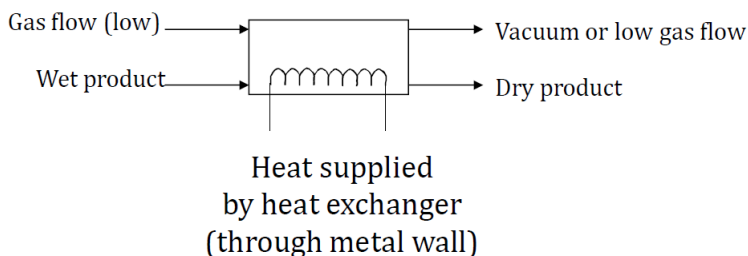
Pengeringan merupakan salah satu metode dalam suatu proses pemisahan senyawa suatu campuran. Dalam dunia industri proses, metode pengeringan digunakan untuk memisahkan senyawa air dari suatu produk. Metode ini dilakukan melalui proses perpindahan kalor secara konduksi, konveksi, maupun radiasi.



**Gambar 2.3** Metode pengeringan secara konveksi

(Mujumdar A.S : 2011)

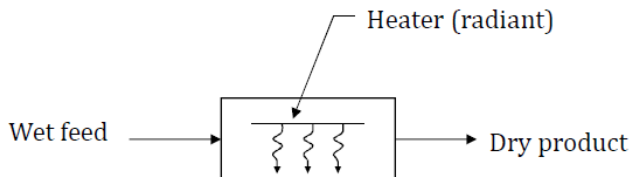
Gambar diatas merupakan diagram porses yang menjelaskan metode pengeringan secara konveksi untuk memisahkan kandungan senyawa cair dari campuran melalui proses penguapan. Proses tersebut dilakukan dengan meningkatkan luas permukaan bahan yang akan dilakukan sebuah *engineering process* melalui sebuah proses perpindahan kalor secara konveksi dengan udara panas yang berfungsi sebagai udara pengering. Proses tersebut dilakukan dalam sebuah proses pengeringan secara langsung (*direct drying*).



**Gambar 2.4** Metode pengeringan secara konduksi  
(Mujumdar A.S : 2011)

Sama halnya seperti metode pengeringan secara konveksi, metode pengeringan secara konduksi dilakukan untuk memisahkan kandungan senyawa cair dari campuran. Perbedaan terletak pada *engineering process* dalam proses penguapan kandungan senyawa cair. Diperlukan instalasi konduktor sebagai sumber panas yang membantu proses penguapan senyawa cair dari campuran secara konduksi. Jenis konduktor sangat berpengaruh terhadap besar nilai kalor yang dihasilkan sehingga sangat berpengaruh terhadap laju penguapan senyawa cair dari campuran. Selain itu, udara pengering yang dialirkan merupakan udara bertemperatur rendah, sehingga tidak diperlukan pemanas udara diluar sistem. Metode pengeringan secara konduksi memerlukan estimasi dan

perhitungan secara cermat untuk mendapatkan nilai keekonomian dan efektifitas sistem selama bekerja.



**Gambar 2.5** Metode pengeringan secara radiasi  
(Mujumdar A.S : 2011)

Metode pengeringan secara radiasi merupakan *indirect spraying process*. Metode jenis ini tidak memerlukan kontak langsung antara udara pengering dengan campuran. Proses penguapan senyawa cair sangat ditentukan oleh besar daya pemanas (*heater*) di dalam sistem. Oleh karena itu, metode jenis ini memerlukan energi yang cukup besar untuk menguapkan senyawa cair dibandingkan dengan metode –metode pengeringan yang lain. (Mujumdar A.S : 2011).

Jika diperhatikan metode-metode pengeringan diaplikasikan dalam berbagai bentuk teknologi pengeringan. Antara lain adalah *sun drying*, *vacuum drying*, *solar drying*, *cabinet drying*, *tunnel drying*, *conveyor drying*, dan *spray drying*.

Penggunaan *spray drying* umumnya digunakan untuk *engineering process* bahan yang memiliki tingkat kepekatan rendah dan tingkat kelengkatan rendah. Karena *spray drying* sangat bergantung pada *atomizer* yang berfungsi dalam proses pengkabutan suatu bahan (*feed*) untuk dilakukan proses penguapan sehingga didapatkan pemisahan antara senyawa cair dan senyawa padat. Berikut merupakan tabel klasifikasi bahan yang dapat dilakukan sebuah *engineering process* dan teknologi

pengeringan yang cocok digunakan dalam memproses bahan tertentu.

**Tabel 2.2** Product classification and dryer types

Dryers	Evap. Rate (kg/m <sup>2</sup> /h r)	Fluid, liquid suspension	Pastes	Powders	Granules, pellets	Operation
Forced Convection (through flow)	7.5	-	-	-	Good	Batch
Double Cone	10	-	Poor	Fair	Poor	Batch
FBD	130	-	-	Good	Good	Continuous
Band	30	-	Fair	-	Good	Continuous
Film Drum	22	Good	Fair	-	-	Continuous
Flash	750	-	Fair	Good	Fair	Continuous
Rotary (indirect)	33	-	Poor	Good	Fair	Continuous
Spin Flash	185	-	Good	Good	Fair	Continuous
Spray	15	Good	-	-	-	Continuous

Sumber : (Mujumdar A.S : 2011)

## 2.9 Spray Dryer

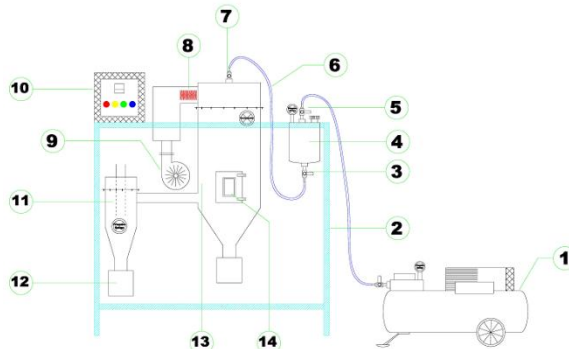
*Spray dryer* adalah salah satu bentuk pengeringan yang sudah banyak diaplikasikan di industri pengolahan, khususnya industri pengolahan makanan dan minuman bubuk. Metode ini akan berpengaruh terhadap total bahan padat yang dihasilkan melalui proses atomisasi. Suhu udara pengeringan yang tinggi akan menghasilkan produk dengan kadar air rendah dan total bahanpadatan yang tinggi. Pada pengeringan menggunakan *spray dryer* bahan fluida akan dikabutkan menjadi partikel-partikel kecil (*droplet*) untuk memperluas permukaan atau bidang kontak fluida. Selanjutnya partikel fluida akan dikontakkan dengan udara



panas dalam waktu yang relatif singkat untuk menguapkan kandungan airnya.

Secara umum proses *spray dryer* melalui berbagai proses. Yakni :

1. Penentuan konsentrasi : konsentrasi bahan yang akan dikeringkan harus tepat, kandungan bahan terlarut 30% hingga 50%. Jika bahan yang digunakan sangat encer dengan total padatan terlarut yang sangat rendah maka harus dilakukan pemekatan terlebih dahulu melalui proses heating.
2. *Atomization* : Bahan yang akan dimasukkan dalam alat *spray dryer* harus dihomogenisasikan terlebih dahulu agar ukuran droplet yang dihasilkan seragam dan tidak terjadi penyumbatan *atomizer*. *Atomization* merupakan proses pembentukan droplet, dimana bahan cair yang akan dikeringkan dirubah ukurannya menjadi partikel (droplet) yang lebih halus. Tujuan dari *atomizer* ini adalah untuk memperluas permukaan sentuh sehingga pengeringan dapat terjadi lebih cepat. Umumnya, luas permukaan droplet setelah melalui atomizer adalah mencapai 1-400 mikrometer.
3. Kontak droplet dengan udara pengering : Pada sebagian besar *spray dryer*, *nozzle (atomizer)* tersusun melingkar. Dan pada tengahnya disemprotkan udara panas bertekanan tinggi. Udara panas dan droplet hasil atomisasi disemprotkan ke bawah. Kondisi ini menyebabkan terjadinya kontak antara droplet dengan udara panas sehingga terjadi pengeringan secara simultan.
4. Pengeringan droplet : adanya kontak broplet dengan udara panas menyebabkan evaporasi kadungan air pada droplet hingga 95% sehingga dihasilkan endapan.



**Gambar 2.6** Proses spray dryer pada industri  
(Syaifuddin Luffi, 2014)

Keterangan gambar :

- |                            |                      |
|----------------------------|----------------------|
| 1. Kompresor 750 W / 220 V | 9. Blower            |
| 2. Rangka bahan            | 10. Kontrol panel    |
| 3. Kran penguras bahan     | 11. Output bahan     |
| 4. Tangka bahan            | 12. Cyclone          |
| 5. Kran input pressure gas | 13. Tabung pengering |
| 6. Selang transfer         | 14. Jendela intai    |
| 7. Atomizer                |                      |
| 8. Heater listrik          |                      |
| 9. Blower                  |                      |

## 2.10 Desain Spray Dryer

Pada umumnya konsep *spray dryer process* digunakan untuk menghasilkan endapan sebagai produk dengan membuang uap hasil proses pemisahan larutan. Pada penelitian kali ini, uap hasil pemisahan larutan air laut merupakan produk yang selanjutnya dikondensasikan menjadi air tawar. Berikut merupakan bagian-bagian *spray dryer* yang akan menjadi objek penelitian :

1. *Atomizer* merupakan bagian terpenting pada *spray dryer* dimana memiliki fungsi untuk menghasilkan droplet dari cairan yang akan dikeringkan. Droplet yang terbentuk akan didistribusikan (disemprotkan) secara merata pada alat

pengering agar terjadi kontak dengan udara panas. Ukuran droplet yang dihasilkan tidak boleh terlalu besar karena proses pengeringan tidak akan berjalan dengan baik. Disamping itu ukuran droplet juga tidak boleh terlalu kecil karena menyebabkan terjadinya *over heating*.

2. *Chamber* merupakan ruang dimana terjadi kontak antara droplet cairan yang dihasilkan oleh *atomizer* dengan udara panas untuk pengeringan. Kontak udara panas dengan droplet akan memisahkan kandungan dalam larutan air garam.
3. *Heater* : *Heater* berfungsi sebagai pemanas udara yang akan digunakan sebagai pengering. Panas yang diberikan harus diatur sesuai dengan karakteristik bahan, ukuran droplet yang dihasilkan dan jumlah droplet. Suhu udara pengering yang digunakan diatur agar tidak terjadi *over heating*. Pada penelitian kali ini, heater memaksimalkan panas gas buang yang dihasilkan oleh motor diesel pada kapal perikanan laut jenis 100 GT.
4. *Cyclone* : *Cyclone* berfungsi sebagai bak penampung endapan.
5. *Condenser* : *Condenser* bermanfaat untuk mengkondensasi uap air tawar yang telah dipisahkan dari kandungan garam air laut pada bagian *Chamber* untuk selanjutnya diembunkan menjadi air tawar sebagai hasil penelitian.

## 2.11 Insulasi Termal

Insulasi termal merupakan metode yang digunakan untuk mengurangi laju perpindahan kalor pada suatu zat/bahan. Hal ini dilakukan untuk mengantisipasi proses perpindahan kalor yang berlebihan dari sistem ke lingkungan atau sebaliknya sehingga dapat merubah temperatur maupun wujud zat yang akan dilakukan *engineering process*. Perubahan temperature dan wujud zat mempengaruhi nilai neraca massa yang dapat merubah keseimbangan energi suatu *engineering process*. Perubahan tersebut ditentukan oleh besar-kecil nilai

perpindahan panas yang terjadi pada *engineering process*. Perpindahan panas pada suatu sistem dapat dipindahkan melalui tiga cara, yakni secara konvensi, konduksi, maupun radiasi.

Perkembangan teknologi insulasi termal terletak pada perkembangan material yang digunakan. Hal ini tampak terlihat jelas dengan berbagai penggunaan material seperti *aluminium foil* dan *fiberglass* sebagai insulator pada sebuah sistem. Kualitas material insulasi termal tergantung pada besar-kecil nilai konduktivitas termal. Semakin kecil nilai konduktivitas termal, semakin baik material dalam menginsulasi sebuah sistem dari kemungkinan perpindahan kalor keluar-masuk sistem. Oleh karena itu, para *engineer* sangat mempertimbangkan nilai konduktivitas dalam menentukan material insulator yang dapat mengurangi perpindahan kalor yang tidak diinginkan sehingga sebuah *engineering process* dapat dicapai dengan maksimal.

Material	Thermal conductivity, W/m · K
Diamond	2300
Silver	429
Copper	401
Gold	317
Aluminium	237
Iron	80.2
Mercury (ℓ)	8.54
Glass	1.4
Brick	0.72
Water (ℓ)	0.613
Human skin	0.37
Wood (oak)	0.17
Helium (g)	0.152
Soft rubber	0.13
Glass fiber	0.043
Air (g)	0.026
Urethane, rigid foam	0.026

**Gambar 2.7** Tables of Limit Temperature Insulation Thermal at room conditions  
(Cengel, Y.A & Moran M.J, Thermodynamics an Engineering Aproach)

## 2.12 Neraca Entalpi Menyeluruh

$$-q_h = q_c$$

Hal tersebut berarti fluida panas  $q_h$  melepaskan kalor ke fluida dingin  $q_c$ . Sehingga dapat diketahui neraca entalpi menyeluruh melalui formulasi hukum keseimbangan energi.

$$q = m_h(H_{ha} - H_{hb}) = m_c(H_{cb} - H_{ca})$$

- $q$  = Laju perpindahan kalor (btu/jam)  
 $m_h, m_c$  = Laju aliran massa fluida panas dan fluida dingin (lb/jam)  
 $H_{ha}, H_{ca}$  = Entalpi fluida panas dan fluida dingin saat masuk (btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)  
 $H_{hb}, H_{cb}$  = Entalpi fluida panas dan fluida dingin saat keluar (btu/jam.ft<sup>2</sup>.°F)

Secara sederhana, laju perpindahan kalor dapat di formulasikan melalui persamaan keseimbangan energi yang besarnya bergantung pada selisih temperatur panas dan dingin, serta *mass flow rate* dari sumber panas (gas buang).

$$Q = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

- $Q$  = Laju perpindahan kalor (btu/jam)  
 $\dot{m}$  = Laju aliran massa fluida (lb/jam)  
 $C_p$  = Panas spesifik gas buang (kJ/kg K)  
 $\Delta T$  = Selisih temperatur panas dan dingin(K)

## 2.13 Mass Flow Rate Gas Buang

Mass flow rate dan temperature merupakan fungsi kandungan panas gas buang. Sehingga perhitungan tentang mass flow rate gas buang merupakan faktor penentu perhitungan sistem. Mass

flow rate gas buang dapat dihitung menurut persamaan dibawah ini.

$$\begin{aligned}\dot{m}_E &= \dot{m}_f + \dot{m}_a \\ \dot{m}_a &= \eta_v \times \rho_a \times n \times V_s \\ \dot{m}_f &= sfc \times power\end{aligned}$$

$\dot{m}_E$  = mass flow rate of exhaust gas  
 $\dot{m}_a$  = mass flow rate of fuel  
 $\dot{m}_a$  = mass flow rate of air  
 $\eta_v$  = volumetric efficiency (0,8 – 0,9)  
 $\rho_a$  = density of fuel  
 $n$  = RPM/2  
 $V_s$  = volume of cylinder  
 $sfc$  = specific fuel consumption  
 $power$  = BHP

## 2.14 Kalor Konveksi

Perpindahan kalor secara konveksi disebabkan adanya aliran fluida yang melewati permukaan benda padat. Aliran fluida terjadi melalui dua cara, yakni aliran fluida secara alami yang terjadi akibat perbedaan temperatur dan massa jenis. Sedangkan aliran fluida secara paksa terjadi akibat tekanan yang dipaksakan melalui kompresor. Berikut merupakan persamaan perpindahan kalor secara konveksi :

$$q = h_c A \Delta T$$

$q$  = laju perpindahan kalor secara konveksi (W)  
 $A$  = luas penampang kalor ( $m^2$ )  
 $\Delta T$  = beda temperature ( $^0C$ )  
 $h_c$  = konduktansi termal ( $W/m^2^0C$ )

### 2.15 Kalor Konduksi

Perpindahan kalor secara konduksi disebabkan adanya kontak termal suatu benda padat, sehingga terjadi rambatan panas dari partikel satu ke partikel lainnya akibat adanya perpindahan elektron benda yang terkena kontak termal. Berikut merupakan persamaan perpindahan kalor secara konduksi :

$$q = -kA \frac{\Delta T}{L}$$

- $q$  = laju perpindahan kalor secara konveksi (W)
- $A$  = luas penampang kalor ( $m^2$ )
- $\Delta T$  = beda temperature ( $^{\circ}C$ )
- $L$  = tebal bahan (m)
- $k$  = konduktansi termal benda ( $W/m^2^{\circ}C$ )

### 2.16 Log Mean Temperature Difference

*Log Mean Temperature Difference* (LMTD) merupakan rata-rata logaritmik perbedaan suhu fluida panas dan fluida dingin pada saat masuk dan saat keluar.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

### 2.17 Kelembapan Spesifik dan Entalpi Panas

Komposisi suatu campuran udara uap air sering dinyatakan oleh kelembapan spesifik (*specific humidity*) atau nisbah kelembapan (*humidity ratio*), yang didefinisikan sebagai nisbah diantara massa uap air terhadap massa udara di dalam campuran.

$$W = M_w/M_a = 0,62198 \frac{P_w}{P_a}$$

$W$  = humidity ratio  
 $M_w$  = mass of water  
 $M_a$  = mass of dry air

Spesifikasi komposisi yang lain adalah kelembapan relative (*relative humidity*), yang didefinisikan sebagai nisbah diantara tekanan parsial uap air terhadap tekanan jenuh pada temperatur campuran.

$$\phi = \frac{P_w}{P_g} = \frac{\gamma P_w}{0,662 P_g}$$

$P_w$  = partial pressure of water  
 $P_g$  = partial pressure of water saturation  
 $\gamma$  = specific saturation  
 $\phi$  = relative humidity

Sedangkan entalpi panas sangat menentukan besar nilai kelembapan spesifik ( $\gamma$ ), sehingga perlu ditentukan nilai kelembapan spesifik pada tiap tingkat temperatur.

$$\gamma_1 = \frac{(h_{a3} - h_{a1}) + \gamma_3(h_{w3} - h_{w2})}{h_{w1} - h_{w2}}$$

Besar nilai kelembapan spesifik ( $\gamma$ ) merupakan besar uap air laut yang diuapkan melalui sebuah proses. Sehingga didatkan besar nilai kelembapan spesifik sebesar satuan massa uap air per satuan massa udara.

## 2.18 Volume Spesifik

Volume spesifik adalah volume udara ( $V$ ) per satuan massa ( $m$ ).

$$v = \frac{V}{m} = \frac{R \times T}{Pa}$$



$v$  = specific volume  
 $V$  = volume of air  
 $m$  = mass of air  
 $P_a$  = partial pressure of air

Perhitungan volume spesifik udara sangat menentukan rasio antara volume udara dengan massa uap air yang diuapkan pada saat proses pengkabutan oleh *spray dryer*, sehingga dapat diperoleh besar nilai massa penguapan per satuan waktu. Perhitungan ini sangat bermanfaat untuk menentukan besar nilai aliran udara yang dibutuhkan untuk menguapkan air laut yang dibutuhkan.

## 2.19 Kebutuhan Udara Pemanas

Kebutuhan udara untuk proses pengkabutan pada tabung *spray dryer* dilakukan dengan tekanan paksa oleh blower sehingga dapat mencapai kecepatan droplet yang diinginkan. Hal ini diperlukan mengingat kebutuhan kecepatan untuk proses penguapan dibutuhkan pada laju tertentu. Hal tersebut sangat menentukan laju aliran massa suatu bahan dalam proses pengkabutan untuk selanjutnya diproses menjadi suatu sintesa dalam sebuah proses. Kebutuhan laju aliran massa udara dalam proses pengkabutan dalam tabung *spray dryer* harus dapat ditentukan dan diperhitungkan secara matang. Hal tersebut merupakan sebuah langkah *engineering process* untuk dapat menentukan spesifikasi blower yang akan digunakan.

$$Q = (m : \gamma) \times V$$

Besar nilai debit aliran udara ( $Q$ ) dapat didefinisikan dari hasil bagi antara massa udara ( $m$ ) dan nilai kelembapan spesifik ( $\gamma$ ) dikali dengan volume udara ( $V$ ). Besar nilai debit aliran udara perlu dilakukan untuk menentukan nilai laju aliran massa udara pengering yang akan digunakan untuk proses *drying* pada tabung pengering.

$$\dot{m}_{air} = \frac{Q}{V}$$

Penentuan laju aliran massa udara ( $\dot{m}_{air}$ ) pada tabung *spray dryer* merupakan hasil bagi antara debit aliran udara ( $Q$ ) dengan volume udara ( $V$ ).

Besar diameter pipa yang menghubungkan antara blower dengan tabung *spray dryer* dapat ditentukan sesuai dengan dimensi yang tersedia. Umumnya, dimensi pipa yang tersedia dipasaran mengacu pada standardisasi suatu asosiasi yang memiliki wewenang membuat regulasi terkait standart suatu *engineering process*. Berikut merupakan ukuran-ukuran pipa sesuai standar JIS G3459.

**Tabel 2.3** Ukuran dan spesifikasi pipa JIS G3459

Outside Diameter		thickness mm	SCH 5S	SCH 10S	SCH 20S	SCH 40S
(A)	(B)		mm	mm	mm	mm
15	1/2"	21.7	1.65	2.1	2.5	2.8
20	3/4"	27.2	1.65	2.1	2.5	2.9
25	1"	34.0	1.65	2.8	3.0	3.4
32	1 1/4"	42.7	1.65	2.8	3.0	3.6
40	1 1/2"	48.6	1.65	2.8	3.0	3.7
50	2"	60.5	1.65	2.8	3.5	3.9
65	2 1/2"	76.3	2.1	3.0	3.5	5.2
80	3"	89.1	2.1	3.0	4.0	5.5
90	3 1/2"	101.6	2.1	3.0	4.0	5.7
100	4"	114.3	2.1	3.0	4.0	6.0
125	5"	139.8	2.8	3.4	5.0	6.6
150	6"	165.2	2.8	3.4	5.0	7.1
200	8"	216.3	2.8	3.4	6.5	8.2

Sumber : (yesstainless.com.tw)

Sehingga dapat ditentukan besar kecepatan udara yang masuk blower melalui formulasi di bawah ini.

$$v_{in} = \frac{Q}{A}$$

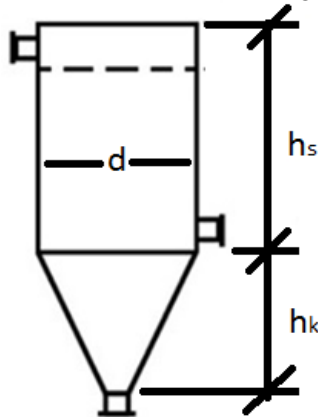
$v_{in}$  = inlet velocity

$A$  = Area of pipe

Melalui perhitungan tersebut dapat diperoleh nilai kecepatan udara serta laju aliran udara yang dibutuhkan oleh system sehingga dapat ditentukan spesifikasi blower sesuai kebutuhan sistem.

## 2.20 Dimensi Tabung *Spray Dryer*

Dimensi tabung *spray dryer* sangat menentukan perencanaan dalam penempatan sistem. Hal ini tentu harus disesuaikan dengan *general arrangement* kapal perikanan yang menjadi objek penelitian, sehingga perncanaan sistem tidak mengganggu proses penangkapan ikan maupun aktivitas ABK selama melaut. Pada penelitin kali ini, desain tabung *Spray Dryer* direncanakan memiliki dimensi sebagai berikut :



**Gambar 2.8** Dimensi tabung *spray dryer*  
(Syaifuddin Luffi, 2014)

Dengan mengetahui total debit aliran fluida ( $Q$ ) dan waktu tinggal droplet ( $t$ ) melalui formulasi dibawah ini

$$V_{tabung} = Q \times t$$

Maka dapat direncanakan Diameter tabung *Spray Dryer* ( $\emptyset_{tabung}$ ) dan tinggi konis ( $H_k$ ). Tinggi silinder *Spray Dryer* ( $H_s$ ) dapat dicari melalui formulasi berikut

$$H_s = (V_{tabung}/\pi r^2) - 1/3H_k$$

Dimensi tabung *spray dryer* harus mempertimbangkan kebutuhan ruangan. Oleh karena itu, estimasi dimensi menurut kebutuhan ruang kapal perikanan yang menjadi objek penelitian menjadi pertimbangan utama sebelum melakukan perhitungan dimensi tabung *spray dryer*.

## 2.21 Perencanaan Heat Exchanger

Perencanaan *heat exchanger* menggunakan metode Kern. Data yang harus diketahui adalah

- Temperatur masuk fluida panas ( $T_1$ )
- Temperatur keluar fluida panas ( $T_2$ )
- Temperatur masuk fluida dingin ( $t_1$ )
- Temperatur masuk fluida dingin ( $t_2$ )
- Fouling factor fluida panas
- Fouling factor fluida dingin

Sehingga, dapat ditentukan besar temperatur kalorik melalui proses-proses perhitungan persamaan berikut

$$r = \frac{\Delta tc}{\Delta th} = \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}$$

$$\text{derajat API} = \frac{141,5}{SG \ 60F} - 131,5$$

SG 60F adalah *spesifik gravity* fluida pada suhu 60°F

Selanjutnya, adalah menentukan besar nilai Kc dan Fc, maka dapat dihitung temperatur kalorik masing-masing fluida melalui formulasi di bawah ini.

Fluida panas

$$T_{hc} = T_2 + F_c(T_1 - T_2)$$

Fluida dingin

$$T_{cc} = t_2 + F_c(t_2 - t_1)$$

Sehingga didapatkan property fluida pada temperatur kalorik yang meliputi viskositas dinamik, viskositas kinematis, massa jenis, konduktivitas termal, dan kalor jenis.

Setelah itu adalah menentukan besar nilai tahanan panas. Tahanan panas mempengaruhi besaran nilai koefisien perpindahan panas. Pada sistem kali ini tahanan panas merupakan hasil penjumlahan antara tahanan panas yang diakibatkan oleh perpindahan konveksi fluida panas (gas buang), konduktansi tube, dan perpindahan panas konveksi fluida dingin (udara). Dengan diketahui besar kecepatan aliran fluida ( $v_{in}$ ), viskositas dinamis ( $\mu$ ), dan diameter tube, massa jenis fluida ( $\rho$ ), maka dapat dihitung besar nilai Reynold number (Re) melalui persamaan dibawah ini.

$$Re = \frac{v_{in} d_i}{\nu}$$

Selanjutnya adalah menentukan besar nilai Prandtl number (Pr) melalui persamaan dibawah ini.

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k}$$

Dari perhitungan Reynold number (Re) didapatkan jenis aliran yang mengalir pada *tube* untuk selanjutnya digunakan dalam menentukan besar nilai Nusselt number (Nu)

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,3} \text{ (turbulent flow)}$$

Besar nilai Nusselt number (Nu) digunakan untuk menghitung besar  $h_{udara}$

$$h_{udara} = \frac{k}{d_{in}} Nu$$

Besar nilai  $h_{udara}$  akan digunakan untuk menghitung besar tahanan termal. Berikut merupakan formulasi tahanan termal konveksi.

$$R_{konveksi} = \frac{1}{h}$$

Sedangkan besar nilai tahanan termal konduksi mempertimbangkan besar ketebalan material ( $d_x$ ) dan konduktivitas material ( $k$ ). Melalui formulasi dibawah ini, besar nilai tahanan termal konduksi dapat diperoleh.

$$R_{konveksi} = \frac{d_x}{k}$$

Penjumlahan dari tahanan-tahanan termal dalam suatu sistem dinamakan tahanan total ( $R_{total}$ ). Besar nilai tahanan total akan menentukan luas area perpindahan panas yang dibutuhkan oleh sistem. Menghitung *Log Mean Temperature Difference* (LMTD) sangat penting mengingat LMTD merupakan rata-rata logaritmik perbedaan suhu fluida panas dan fluida dingin pada saat masuk dan saat keluar.

$$LMTD = \frac{(T_2 - T_1) - (t_2 - t_1)}{\ln \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1}}$$

Selanjutnya dapat ditentukan luas perpindahan panas guna mencari kebutuhan jumlah *tube* untuk fluida dingin.

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD}$$

dengan memperhatikan beberapa hal diantaranya adalah panjang, diameter, dan ketebalan *tube* sesuai dengan standart seperti JIS, ASME, ataupun ANSI. Tentunya menyesuaikan ketersediaan di pasaran. Sehingga dapat dihitung jumlah *tube* melalui persamaan di bawah ini.

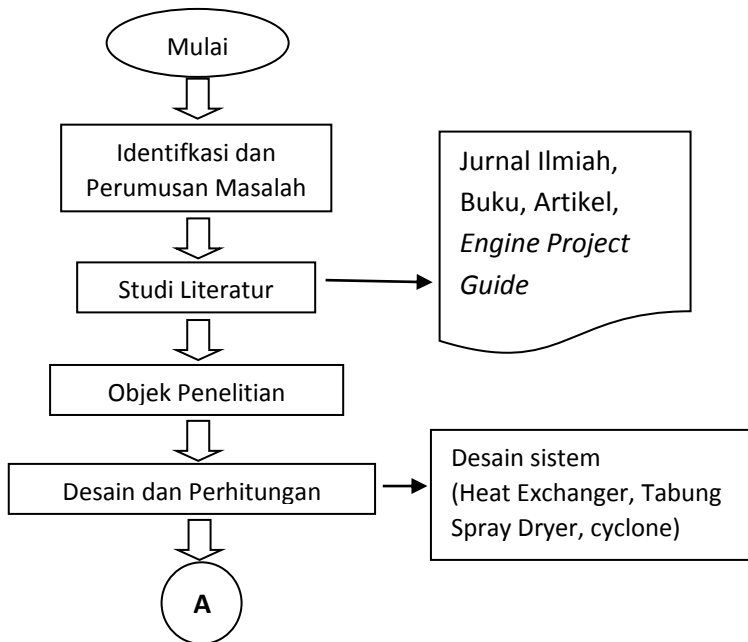
$$n_t = \frac{A}{\pi d_o L_t}$$

Tujuan menghitung perencanaan *heat exchanger* adalah untuk mendapatkan dimensi *heat exchanger* yang sesuai dengan *general arrangement* kapal perikanan 100 GT serta mampu mencapai suhu minimal perpindahan kalor antara gas buang dan udara lingkungan sesuai dengan perencanaan, sehingga suhu udara lingkungan dapat berfungsi sebagai udara pemanas yang mampu membantu proses penguapan air laut melalui proses pengeringan didalam tabung *spary dryer*.

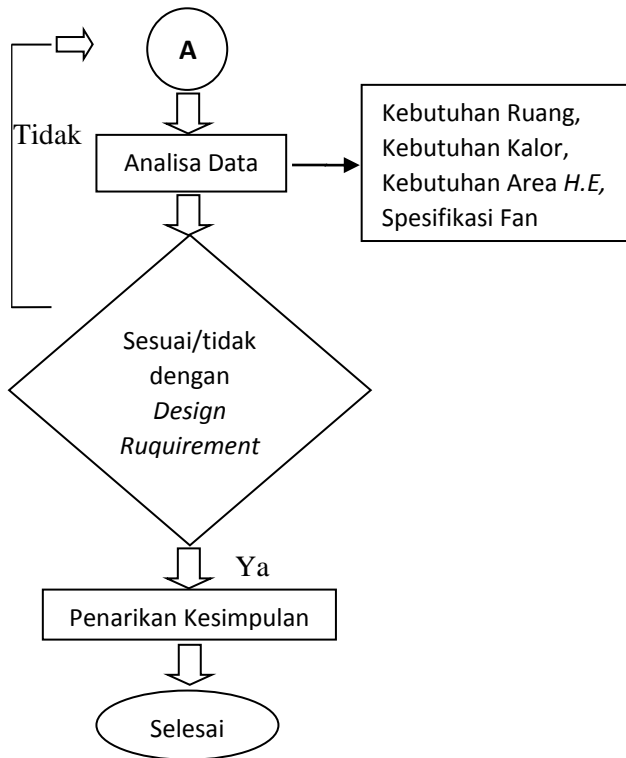
## BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Metodologi

Metodologi yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan menggunakan metode berbasis desain sistem. Metodologi penelitian skripsi ini mencakup semua kegiatan yang akan dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisa terhadap permasalahan desain sistem. Dibawah merupakan diagram alir penelitian yang dapat menjelaskan secara jelas alur penelitian mulai dari awal hingga akhir tahap pengerjaan.







**Gambar 3.1** Diagram alir penelitian

Berikut merupakan deskripsi diagram alir dalam penelitian ini dengan menggunakan metode analisa dan perhitungan sistem.

### 3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Identifikasi dan perumusan masalah dilakukan setelah mengetahui latar belakang permasalahan untuk dilakukan sebuah penyelesaian. Pada penelitian kali ini, permasalahan terletak pada pemanfaatan energi panas gas buang motor diesel untuk proses destilasi pada kapal perikanan 100 GT dengan menggunakan permodelan sistem *spray dryer*.

### 3.3 Studi Literatur

Pengumpulan bahan pustaka yang menunjang kegiatan penelitian ini, yakni mengenai desain *spray dryer* tentu sangat berkaitan dengan perpindahan kalor, yang bersumber dari :

- Buku
- Artikel
- Jurnal Ilmiah
- *Engine Project Guide*

Sedangkan tempat pencarian literatur mengenai desain *spray dryer* sistem destilasi dengan memanfaatkan panas gas buang pada kapal perikanan 100 GT dilakukan di beberapa tempat. Diantaranya adalah :

- Perpustakaan Pusat ITS
- Ruang Baca FTK
- Laboratorium Mesin Fluida dan Sistem Jurusan Teknik Sistem Perkapalan FTK
- Laboratorium *Marine Machinery Design* Teknik Sistem Perkapalan FTK

### 3.4 Objek Penelitian

Kapal yang akan menjadi objek penelitian adalah dengan ukuran-ukuran utama kapal sebagai berikut :

LPP	: 32 m
LOA	: 34 m
B	: 9 m
T	: 3 m
H	: 4,4 m
Volume	: 100 GT
Engine	: YANMAR 6LY2M-WDT Series

Sedangkan data *engine* kapal yang menjadi objek penelitian ialah sistem gas buang motor diesel merk YANMAR 6LY2M-WDT Series. Berikut merupakan spesifikasi motor diesel yang menjadi objek penelitian :

<i>Merk</i>	: YANMAR
<i>Type</i>	: 6LY2M-WDT Series
<i>Power</i>	: 259 kW (350 HP) <i>Maks</i> 243 kW (330 HP) <i>Service</i>
<i>RPM</i>	: 3200 RPM
<i>Bore</i>	: 106 mm
<i>Stroke</i>	: 110 mm
<i>Cylinders</i>	: 6 in-line
<i>Cooling System</i>	: <i>Fresh water cooling</i>
<i>Weight</i>	: 535 kg ( <i>without gear</i> )

Melalui detail gambar motor diesel YANMAR 6LY2M-WDT Series (gambar terlampir) dapat diketahui diameter *exhaust gas pipe* sebesar 236 mm.

### 3.5 Desain dan Perhitungan

Desain *spray dryer* pada penelitian ini ditargetkan sampai pada finalisasi desain dan perhitungan sistem sebelum dilakukan pelaksanaan uji analisa sistem. Sehingga diperoleh desain serta hasil perhitungan *spray dryer* yang mampu menguapkan air laut menjadi air tawar dengan memanfaatkan energi panas gas buang kapal perikanan 100 GT.

Setelah didapatkan desain sistem, maka dilanjutkan dengan perhitungan tabung *spray dryer* dengan memperhatikan berbagai hal. Yakni volume spesifik, kebutuhan udara pemanas udara lingkungan, kelembapan spesifik, dan entalpi panas, temperatur *water cooling system*. Pertimbangan-pertimbangan tersebut dibutuhkan dan diperhitungkan untuk mendapatkan dimensi tabung *spray dryer* yang direncanakan.

#### 3.5.1 Mass Flow Rate Gas Buang

$$V_{cyl} = \frac{\pi \cdot bore^2 \cdot stroke \cdot N_{cyl}}{4}$$

Selanjutnya, masuk pada langkah perhitungan gas buang. Melalui *project guide engine*, dapat diketahui grafik *fuel consumption*, *power*, dan *torque*.

*Mass flow rate of fuel* ( $\dot{m}_f$ ), dapat dicari melalui persamaan :

$$\dot{m}_f = sfoc \times power$$

*Mass flow rate of air* ( $\dot{m}_a$ ), dapat dicari melalui persamaan :

$$eff.v = \frac{vol. of air}{swept vol.}$$

$$eff.v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{e.g} \cdot n \cdot V_{cyl}}$$

$$\dot{m}_a = eff.v \times \rho_{e.g} \times n \times V_{cyl}$$

Sehingga,

$$\dot{m}_{e.g} = \dot{m}_f + \dot{m}_a$$

Perhitungan temperature gas buang motor diesel menggunakan persamaan.

$$intake air flow = \frac{(eng. size CID \times RPM)}{3456} \times eff.v$$

Sehingga, dapat dicari besar *exhaust gas temperature*

$$Exhaust Temp (^\circ F) = \frac{(exhaust flow \times 540)}{intake air flow} - 460$$

### 3.5.2 Kapasitas Produksi Air Tawar

Kapasitas produksi air tawar harus memenuhi kebutuhan air tawar untuk total jumlah ABK (lt/orang/hari) serta harus memperhatikan waktu operasi pelayaran (jam/hari). Selain itu, mengetahui persentase kadar garam rata-rata yang terkandung pada senyawa air laut mutlak dilakukan. Melalui formulasi dasar

perbandingan massa jenis, massa, dan volume dapat diperoleh massa air laut yang harus diproduksi tiap jam.

$$\rho = m/V,$$

$$m = \rho \times V$$

Sehingga, dapat diperoleh laju aliran massa air laut yang harus diproduksi tiap jam.

$$\dot{m} = m/t$$

Dengan mengetahui besar nilai laju aliran massa air laut yang harus diproduksi tiap jam serta persentase kandungan H<sub>2</sub>O pada senyawa air laut, maka dapat diperoleh massa air tawar yang dihasilkan tiap jam.

$$\dot{m}_{FW} = \% \text{ H}_2\text{O} \times \dot{m}$$

Melalui formulasi dasar perbandingan massa jenis, massa, dan volume didapatkan massa air tawar yang harus diproduksi tiap jam, yakni :

$$\rho = m/V$$

$$V = m/\rho$$

### 3.5.3 Neraca Energi

Kebutuhan massa air laut yang diuapkan dapat dicari melalui persamaan berikut.

$$\dot{q}_1 = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

Sedangkan, kebutuhan kalor untuk merubah fase cair menjadi fase uap adalah

$$\dot{q}_2 = \dot{m} \times L$$

Sehingga, didapatkan kebutuhan kalor total  $\dot{Q}$  adalah

$$\dot{Q} = \dot{q}_1 + \dot{q}_2$$

### 3.5.4 Kapasitas Tabung Pengering

*Spray dryer* memiliki kapasitas produksi sesuai kebutuhan ABK melalui perhitungan-perhitungan pada bagian 3.5.2 tentang perencanaan kapasitas produksi air tawar.

### 3.5.5 Kelembapan Spesifik

Komposisi suatu campuran udara uap air sering dinyatakan oleh kelembapan spesifik (*specific humidity*) atau nisbah kelembapan (*humidity ratio*), yang didefinisikan sebagai nisbah diantara massa uap air terhadap massa udara di dalam campuran.

$$W = M_w / M_a = 0,62198 \frac{P_w}{P_a}$$

$W$  = humidity ratio

$M_w$  = mass of water

$M_a$  = mass of dry air

Spesifikasi komposisi yang lain adalah kelembapan relative (*relative humidity*), yang didefinisikan sebagai nisbah diantara tekanan parsial uap air terhadap tekanan jenuh pada temperatur campuran.

$$\phi = \frac{P_w}{P_g} = \frac{\gamma P_a}{0,662 P_g}$$

Sedangkan kelembapan spesifik dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\gamma_x = 0,62198 \frac{P_w}{P_a}$$

Kemudian untuk mencari  $P_w$  dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\gamma = 0,62198 \frac{P_w}{(P - P_w)}$$

Sehingga dapat diperoleh kelembapan relatif melalui persamaan di bawah ini :

$$\phi_x = \frac{P_w}{P_g}$$

### 3.5.6 Volume Spesifik

Dalam hal ini diperlukan nilai volume spesifik udara yang melalui bantuan diagram psikometrik atau dengan menentukan fraksi mol zat yang akan diproses.

Langkah selanjutnya adalah mencari volume spesifik sebagai berikut.

$$V = \frac{R \times T}{Pa}$$

### 3.5.7 Kebutuhan aliran udara pengering

Dengan mengetahui volume udara pengering yang dibutuhkan oleh sistem, maka dapat diperoleh debit aliran udara pengering dan massa udara pengering yang dibutuhkan untuk menguapkan massa air laut yang diproses melalui persamaan berikut.

$$Q_{udara} = (m_{udara} : \gamma) \times V$$

$$\dot{m}_{udara} = \frac{Q_{udara}}{V}$$

### 3.5.8 Dimensi Tabung *Spray Dryer*

Dimensi *spray dryer* terdiri dari diameter silinder ( $\emptyset$ ), tinggi konis ( $H_k$ ) dan tinggi silinder ( $H_s$ ). Dengan merencanakan waktu tinggal droplet, dapat diperoleh volume tabung *spray dryer* melalui perhitungan sebagai berikut.

$$V_{tabung} = Q_t \times t_{tinggal}$$

$$= (Q_{bahan} + Q_{fluida}) \times t_{tinggal}$$

### 3.5.9 Kebutuhan Kalor Untuk Udara Lingkungan

Untuk menghitung jumlah kebutuhan kalor ( $q$ ) yang diperlukan untuk menaikkan temperatur udara lingkungan melalui formulasi dibawah ini :

$$\dot{q} = \dot{m} \times C_p \times \Delta T$$

### 3.5.10 Temperatur Keluar Gas Buang

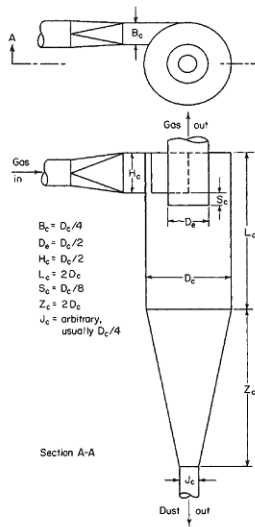
Melalui hukum keseimbangan energi, dapat ditentukan temperature keluar gas buang motor diesel melalui formulasi di bawah ini :

$$\dot{q}_{lepas} = \dot{q}_{terima}$$

$$\dot{m} \times c_{eg} \times \Delta T = \dot{q}_{terima}$$

### 3.5.11 Desain Cyclone

Menurut Perry's Method, desain cyclone dapat dirumuskan melalui gambar berikut.



**Gambar 3.2 Cyclone**

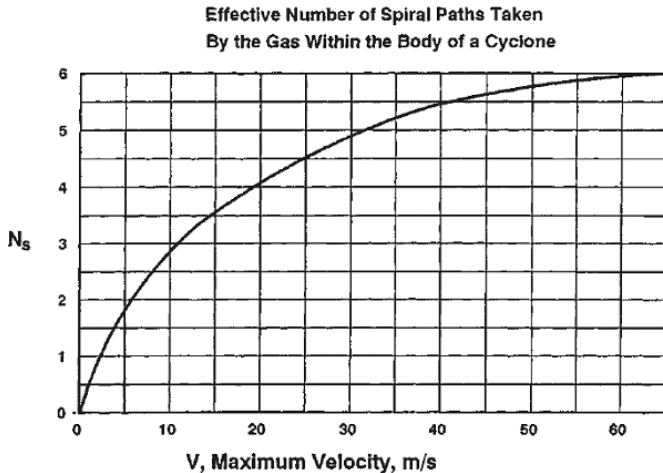
Untuk mencari diameter minimum teoritis partikel yang dapat terendapkan (*cut off size of particle*) dalam *cyclone*, dapat menggunakan formulasi sebagai berikut.

$$D_{p, th} = \sqrt{\frac{9 \mu B_c}{\pi N_s V_{in} (\rho_p - \rho_f)}}$$



$D_{p,th}$  = cut off size of particle (m)  
 $V_{in}$  = kecepatan masuk (15 m/s)  
 $N_s$  = jumlah putaran gas dalam cyclone  
 $\mu$  = viskositas gas (kg/m.s)  
 $\rho_p$  = densitas padatan (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\rho_f$  = densitas gas (kg/m<sup>3</sup>)

Sedangkan untuk menentukan jumlah putaran gas dalam cyclone dapat dilihat pada grafik dibawah ini.



**Gambar 3.3** Grafik  $V_{in}$  -  $N_s$

### 3.5.12 Log Mean Temperature Difference

Menghitung Log Mean Temperature Difference (LMTD). Perhitungan LMTD digunakan untuk mengetahui selisih temperatur fluida panas dan fluida dingin. Berikut merupakan formula perhitungan LMTD.

$$LMTD = \frac{(T_2 - T_1) - (t_2 - t_1)}{\ln \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1}}$$

## BAB 4

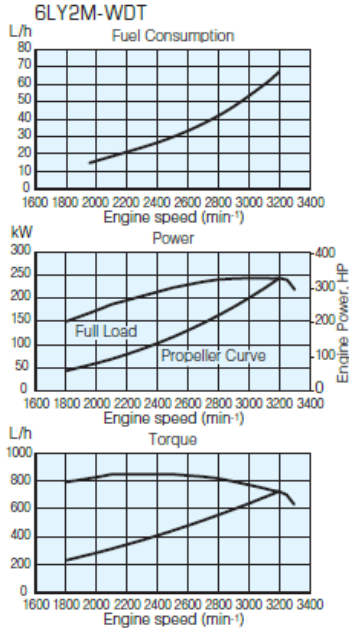
### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1 Perhitungan *Mass Flow Rate* Gas Buang

Gas buang menjadi variable utama dalam mendesain penukar kalor yang digunakan dalam memanaskan udara pengering yang dibutuhkan oleh sistem dalam proses *drying*. Penentuan *mass flow rate* gas buang dapat ditentukan melalui formulasi perhitungan volume silinder dibawah ini.

$$V_{cyl} = \frac{\pi \cdot bore^2 \cdot stroke \cdot N_{cyl}}{4}$$
$$V_{cyl} = \frac{3,14 \times (106 \text{ mm})^2 \times 110 \text{ mm} \times 6}{4}$$
$$V_{cyl} = 5821,37 \text{ cc} = 0,00582137 \text{ m}^3 = 355,24 \text{ in}^3$$

Setelah diketahui volume silinder, selanjutnya, masuk pada langkah perhitungan gas buang yang meliputi *mass flow rate* dan temperature masuk. Dibawah ini merupakan formulasi-formulasi yang digunakan untuk menghitung elemen-elemen tersebut. Melalui bantuan *project guide engine*, dapat diketahui grafik *fuel consumption*, *power*, dan *torque*. Sehingga, memudahkan perhitungan gas buang.



**Gambar 4.1** Grafik Engine

Mass flow rate of fuel ( $\dot{m}_f$ ), dapat dicari melalui persamaan :

$$\dot{m}_f = sfoc \times power$$

$$\dot{m}_f = 217 (gr/kWh) \times 259 kW$$

$$\dot{m}_f = 52731 gr/h$$

$$= 14,65 gr/s$$

Mass flow rate of air ( $\dot{m}_a$ ), dapat dicari melalui persamaan :

$$eff.v = \frac{vol. of air}{swept vol.}$$

$$eff.v = \frac{\dot{m}_a}{\rho_{e.g} \cdot n \cdot V_{cyl}}$$

$$\dot{m}_a = eff.v \times \rho_{e.g} \times n \times V_{cyl}$$

Berikut merupakan besar  $\dot{m}_a$  dalam tiap variasi putaran *engine* (RPM).

**Tabel 4.1** Variasi putaran engine dan  $\dot{m}_a$

eff. Vol	$\rho_{e,g}$ (kg/m <sup>3</sup> )	RPM	Vol. Cyl (m <sup>3</sup> )	$\dot{m}_a$ (kg/min)	$\dot{m}_a$ (gr/s)
0.9	0.8	2000	0.0058	4.19	69.86
0.9	0.8	2200	0.0058	4.61	76.84
0.9	0.8	2400	0.0058	5.03	83.83
0.9	0.8	2600	0.0058	5.45	90.81
0.9	0.8	2800	0.0058	5.87	97.80
0.9	0.8	3000	0.0058	6.29	104.78
0.9	0.8	3200	0.0058	6.71	111.77

Jadi, *mass flow rate of exhaust gas* dalam tiap variasi putaran *engine* (RPM) adalah

$$\dot{m}_{e,g} = \dot{m}_f + \dot{m}_a$$

**Tabel 4.2** Variasi putaran engine dan  $\dot{m}_{e,g}$

RPM	$\dot{m}_a$ (gr/s)	$\dot{m}_f$ (gr/s)	$\dot{m}_{e,g}$ (gr/s)	$\dot{m}_{e,g}$ kg/h	$\dot{m}_{e,g}$ ft <sup>3</sup> /s	$\dot{m}_{e,g}$ CFM
2000	69,86	14,65	84,50	304,21	4,84	290,23
2200	76,84	14,65	91,49	329,36	5,24	314,22
2400	83,83	14,65	98,48	354,51	5,64	338,21
2600	90,81	14,65	105,46	379,66	6,04	362,20
2800	97,80	14,65	112,45	404,81	6,44	386,19
3000	104,78	14,65	119,43	429,96	6,84	410,18
3200	111,77	14,65	126,42	455,10	7,24	434,18

Perhitungan temperature gas buang motor diesel menggunakan persamaan.

$$intake\ air\ flow = \frac{(eng.\ size\ CID \times RPM)}{3456} \times eff.\ v$$

Berikut merupakan besar intake air flow (CFM) dalam tiap variasi putaran *engine* (RPM).

**Tabel 4.3** CFM *exhaust gas* dan putaran engine

Vol. Cyl (in3)	RPM	eff. Vol	3456	Intake air flow (CFM)
355,24	2000	0,9	3456	185,02
355,24	2200	0,9	3456	203,52
355,24	2400	0,9	3456	222,03
355,24	2600	0,9	3456	240,53
355,24	2800	0,9	3456	259,03
355,24	3000	0,9	3456	277,53
355,24	3200	0,9	3456	296,04

Sehingga, dapat dicari besar *exhaust gas temperature*

$$\text{Exhaust Temp (}^{\circ}\text{F)} = \frac{(\text{exhaust flow} \times 540)}{\text{intake air flow}} - 460$$

**Tabel 4.4** Exhaust gas temperature

Exhaust flow (CFM)	RPM	540	460	Exhaust Temp (C)
290.23	2000	540	460	166.7
314.22	2200	540	460	170.1
338.21	2400	540	460	173.9
362.20	2600	540	460	178.4
386.19	2800	540	460	183.7
410.18	3000	540	460	189.8
434.18	3200	540	460	197.2

## 4.2 Perencanaan Kapasitas Produksi Air Tawar

Direncanakan kapasitas produksi air tawar 75 lt/hari untuk 15 ABK. Sedangkan waktu operasi pelayaran adalah 9 jam/hari. Sehingga, didapatkan rata-rata kapasitas produksi air tawar perjam adalah sebesar 8,3 lt/jam. Persentase kadar garam rata-rata 3,5 % atau sebanding dengan 35 gram garam dalam satu kilogram air laut. Sedangkan, massa jenis air laut pada suhu 27°C adalah sebesar 1025 kg/m<sup>3</sup>. Sehingga didapatkan perbandingan kandungan garam, air tawar, dan kandungan lain pada air laut

perairan tropis adalah sebesar 3,5 % : 96 % : 0,5 %. Atau jika dikonversikan dalam satuan massa yakni 35 gr : 960 gr : 5 gr. Melalui formulasi dasar perbandingan massa jenis, massa, dan volume didapatkan massa air laut yang harus diproduksi tiap jam. Yakni :

$$\rho = m/V, \text{ sehingga } m = \rho \times V$$

$$m = \rho \times V$$

$$m = 1025 \text{ kg/m}^3 \times 75 \text{ lt/jam}$$

$$m = 76,9 \text{ kg air laut yang diuapkan dalam waktu 9 jam}$$

Sehingga,

$$\dot{m} = m/t$$

$$\dot{m} = 76,9 \text{ kg} / 9 \text{ jam}$$

$$\dot{m} = 8,5 \text{ kg/jam}$$

$$= 8500 \text{ gr/jam}$$

Jadi, massa air laut yang diuapkan tiap jam sebesar 8500 gr.

Jika massa air laut yang diuapkan tiap jam adalah sebesar 8500 gr, maka massa air tawar yang dihasilkan tiap jam adalah sebesar 96 % massa air laut.

$$\dot{m}_{FW} = 96\% \times \dot{m}$$

$$\dot{m}_{FW} = 96\% \times 8500 \text{ gr/jam}$$

$$\dot{m}_{hot} = 8160 \text{ gr/jam}$$

$$= 8,16 \text{ kg/jam}$$

Melalui formulasi dasar perbandingan massa jenis, massa, dan volume didapatkan massa air tawar yang haruskan diproduksi tiap jam, yakni :

$$\rho = m/V, \text{ sehingga } V = m/\rho$$

$$V = m/\rho$$

$$V = 8,16 \text{ kg} / 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$V = 0,00816 \text{ m}^3$$

$$= 8,16 \text{ lt}$$

Jadi, tiap 8500 gr air laut yang diuapkan tiap jam akan menghasilkan 8160 gr air tawar setara dengan 8,16 lt air tawar.

### 4.3 Perencanaan Neraca Energi

Kebutuhan massa air laut yang diuapkan sebesar 8,5 kg/jam atau sebesar 0,14 kg/menit atau sebesar 0,0024 kg/s. Sehingga dibutuhkan Laju kebutuhan kalor yang dibutuhkan untuk menguapkan air laut adalah sebesar.

Kebutuhan kalor untuk meningkatkan suhu air laut dari 60°C menjadi 100°C adalah

$$\begin{aligned} \dot{q}_1 &= \dot{m} \times C_p \times \Delta T \\ &= 0,0024 \text{ kg/s} \times 4038,3 \text{ J/kg}^\circ\text{K} \times (40^\circ\text{K}) \\ &= 381 \text{ J/s} \\ &= 0,38 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Sedangkan, kebutuhan kalor untuk merubah fase cair menjadi fase uap adalah

$$\begin{aligned} \dot{q}_2 &= \dot{m} \times L \\ &= 0,0024 \text{ kg/s} \times 2188,8 \text{ kJ/kg} \\ &= 5,25 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

Sehingga, didapatkan kebutuhan kalor total  $\dot{Q}$  adalah

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{q}_1 + \dot{q}_2 \\ &= 0,38 \text{ kJ/s} + 5,25 \text{ kJ/s} \\ &= 5,6 \text{ kJ/s} \\ &= 5,6 \text{ kW} \end{aligned}$$

### 4.4 Perencanaan Kapasitas Tabung Pengering

Direncanakan *spray dryer* memiliki kapasitas produksi minimal sebesar 8,5 lt/jam. Suhu udara pengering yang masuk ke dalam tabung *spray dryer* mencapai 130°C. Sedangkan suhu keluar sistem sebesar 96°C dengan efisiensi *spray dryer* sebesar 98%.

#### 4.5 Perhitungan Kelembapan Spesifik

Komposisi suatu campuran udara uap air sering dinyatakan oleh kelembapan spesifik (*specific humidity*) atau nisbah kelembapan (*humidity ratio*), yang didefinisikan sebagai nisbah diantara massa uap air terhadap massa udara di dalam campuran.

$$W = M_w/M_a = 0,62198 \frac{P_w}{P_a}$$

$W$  = humidity ratio

$M_w$  = mass of water

$M_a$  = mass of dry air

Spesifikasi komposisi yang lain adalah kelembapan relative (*relative humidity*), yang didefinisikan sebagai nisbah diantara tekanan parsial uap air terhadap tekanan jenuh pada temperatur campuran.

$$\phi = \frac{P_w}{P_g} = \frac{\gamma P_a}{0,662 P_g}$$

Campuran udara dan uap air laut memasuki *spray dryer* pada tekanan adiabatik serta dijaga pada suhu udara pemanas 130°C (266°F) dan keluar sistem pada suhu 96°C (205°F). Karena udara keluar sistem adalah jenuh, maka :

$$\phi = \frac{P_{w3}}{P_{g3}} = 1 \text{ pada suhu } 205^\circ\text{F}$$

Pada suhu 205°F, tekanan uap air jenuh adalah

$$P_{g3} = 12,849 \text{ psi (ASHRAE : 2005)}$$

Sehingga, tekanan parsial udara yang sebenarnya adalah

$$P_{w3} = 1 \times 12,849 = 12,849 \text{ psi}$$

Sehingga, didapatkan kelembapan spesifik dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\gamma_3 = 0,62198 \frac{P_{w3}}{P_{a3}}$$

$$\gamma_3 = 0,62198 \frac{12,849}{14,696 - 12,849}$$



$$= 4,327059 \text{ lbm H}_2\text{O/lbm udara}$$

Berbagi entalpi dapat diperoleh dari Tabel 3 (ASHRAE : 2005) :

$$h_{a1} = 159,1 \text{ btu/lbm udara pada suhu } 205^\circ\text{F}$$

$$h_{a3} = 173,84 \text{ btu/lbm udara pada suhu } 266^\circ\text{F}$$

$$h_{w1} = 1147,8 \text{ btu/lbm uap jenuh pada suhu } 205^\circ\text{F}$$

$$h_{w3} = 1169,6 \text{ btu/lbm uap jenuh pada suhu } 266^\circ\text{F}$$

Untuk menghitung  $h_{w2}$ , dapat digunakan persamaan tingkat keadaan cair inkompresibel. Titik referensi dipilih pada temperature cairan uap jenuh, sehingga didapatkan entalpi  $h_{fg}$  adalah :

$$h_{w2} = 974,72 \text{ btu/lbm cairan uap jenuh pada suhu } 205^\circ\text{F}$$

Untuk mencari  $\gamma_1$  dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \frac{(h_{a3} - h_{a1}) + \gamma_3(h_{w3} - h_{w2})}{h_{w1} - h_{w2}} \\ &= 4,9554 \text{ lbm H}_2\text{O/lbm udara} \end{aligned}$$

Sehingga, jumlah uap air yang diuapkan adalah sebesar :

$$\begin{aligned} \gamma_{in} - \gamma_{out} &= 4,9554 - 4,3271 \\ &= 0,6283 \text{ lbm H}_2\text{O/lbm udara} \\ &= 0,285 \text{ kg H}_2\text{O/kg udara} \end{aligned}$$

Kemudian untuk mencari  $P_{w1}$  dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \gamma &= 0,62198 \frac{P_w}{(P - P_w)} \\ P_{w1} &= \frac{\left(\frac{\gamma_1}{0,622}\right) \times 14,69}{1 + \left(\frac{\gamma_1}{0,622}\right)} \\ &= 13,06 \text{ psia} \end{aligned}$$

Akhirnya diperoleh kelembapan relatif setelah didapatkan tekanan uap air jenuh dari tabel 2 dengan menggunakan persamaan di bawah ini :

$$P_{g1} = 39,55 \text{ psia} \quad \text{tekanan uap jenuh pada suhu } 266^{\circ}\text{F}$$

$$\begin{aligned} \phi_3 &= \frac{P_{w1}}{P_{g1}} \\ &= 13,05708 / 39,55 \\ &= 0,33 \end{aligned}$$

#### 4.6 Perhitungan Volume Spesifik

Dalam hal ini diperlukan nilai volume spesifik udara yang melalui bantuan diagram psikometrik. Tetapi juga dapat diketahui dengan menggunakan perhitungan pada suhu  $130^{\circ}\text{C}$  dengan kelembapan relatif sebesar 33% serta jumlah uap air yang diuapkan ( $\gamma$ ) sebesar 0,28502 kg  $\text{H}_2\text{O}/\text{kg}$  udara.

$$P_w = 13,05708 \text{ psia}$$

Sehingga tekanan parsial udara pada 1 atm adalah

$$P_a = 14,696 - 13,0571 = 1,6389 \text{ psia}$$

Kemudian berbagai fraksi mole udara dan uap air laut adalah :

$$X_w = \frac{13,057}{14,696} = 0,8885$$

$$X_a = \frac{1,6389}{14,696} = 0,1115$$

Oleh karena itu, massa molal campuran adalah

$$\begin{aligned} \bar{M} &= 28,97 \times 0,8885 + 18,016 \times 0,1115 \\ &= 27,75 \text{ g/gmol} \end{aligned}$$

Jadi, konstanta gas campuran adalah

$$R = \frac{\mathbb{R}}{\bar{M}} = \frac{1545}{27,75} = 55,679 \text{ ft.lbf/(lbm.R)}$$

Kehadiran uap air dalam udara akan selalu menurunkan harga massa molal campuran. Sehingga, kerapatan campuran menjadi :

$$\begin{aligned}
 \rho_{mix} &= \frac{P}{R \times T} \\
 &= \frac{14,696 \times 144}{55,679(266+205)} \\
 &= \frac{2116,2}{26224,76} \\
 &= 0,0807 \text{ lbm/ft}^3 \\
 &= 1,29259 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned}$$

Langkah selanjutnya adalah mencari volume spesifik sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{R \times T}{Pa} \\
 &= \frac{55,679(266+205)}{1,6389 \times 144} \\
 &= 111,12 \text{ m}^3/\text{kg}
 \end{aligned}$$

#### 4.7 Perhitungan kebutuhan aliran udara pengering

Penentuan kebutuhan awal adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 V_{bahan} &= 8,3 \text{ ltr} \\
 \dot{m}_{bahan} &= 8,3 \text{ ltr/jam} \\
 &= 8,51 \text{ kg/jam} \\
 \%_{garam} &= 3,5 \% \\
 \rho_{bahan} &= 1025 \text{ kg/m}^3 \\
 m_{bahan} &= V \times \rho_{bahan} = 8,5075 \text{ kg} \\
 m_{garam} &= 0,3 \text{ kg} \\
 m_{udara} &= 8,21 \text{ kg} \\
 V &= 111,12 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 \gamma &= 0,285 \text{ kg H}_2\text{O/kg udara}
 \end{aligned}$$

Jadi, 111,12 m<sup>3</sup> udara membawa uap air sebanyak 0,285 kg. Sehingga untuk menguapkan air laut sebanyak 8,51 kg/jam dibutuhkan aliran udara sebesar :

$$\begin{aligned}
 Q_{udara} &= (m_{udara} : \gamma) \times V \\
 &= (8,21 : 0,285) 111,12 \\
 &= 3200,74 \text{ m}^3/\text{jam} \\
 &= 0,89 \text{ m}^3/\text{s}
 \end{aligned}$$

Maka kebutuhan laju aliran massa udara pada  $Q_{fluida}$  sebesar 3200,74 m<sup>3</sup>/jam adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= \frac{Q_{udara}}{V} \\ &= \frac{3200,74}{111,12} \\ &= 28,8 \text{ kg udara/s}\end{aligned}$$

Kemudian kecepatan udara masuk blower ( $V_{in}$ ), jika diameter pipa sebesar 4 inchi adalah :

$$\phi_{pipa} = 4 \text{ inchi} = 0,1016 \text{ m}$$

$$\begin{aligned}v_{in} &= \frac{Q_{udara}}{A} \\ &= \frac{0,89}{\frac{1}{4}(3,14 \times 0,1016 \times 0,1016)} \\ &= 109,7 \text{ m/s}\end{aligned}$$

#### 4.8 Perhitungan Dimensi Tabung *Spray Dryer*

$$\rho_{mix} = 1,29259 \text{ kg/m}^3$$

$$\begin{aligned}Q_{bahan} &= \frac{\dot{m}_{bahan}}{\rho_{mix}} \\ &= \frac{8,5075}{1,29259} \\ &= 6,58 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 0,001828 \text{ m}^3/\text{s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Q_{fluida} &= 3200,74 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 0,89 \text{ m}^3/\text{s} \\ &= 53,4 \text{ m}^3/\text{min} \\ &= 1885,8 \text{ ft}^3/\text{min}\end{aligned}$$

Diameter *spray dryer* didesain dengan ukuran  $\phi$  sebesar 1100 mm. Sedangkan tinggi konis ( $H_k$ ) sebesar 200 mm. Waktu tinggal droplet maksimal adalah 1,5 detik. Sehingga didapatkan volume tabung *spray dryer* melalui perhitungan sebagai berikut :

$$V_{tabung} = Q_t \times t_{tinggal}$$

$$\begin{aligned}
&= (Q_{\text{bahan}} + Q_{\text{fluida}}) \times t_{\text{tinggal}} \\
&= 1,336 \text{ m}^3 \\
&= 1,3 \text{ m}^3 \\
V_{\text{tabung}} &= V_{\text{sylinder}} + V_{\text{konis}} \\
&= \pi r^2 H_s + 1/3 \pi r^2 H_k \\
H_s &= (V_{\text{tabung}} / \pi r^2) - 1/3 H_k \\
H_s &= 1,3 \text{ m}
\end{aligned}$$

Sehingga didapatkan dimensi utama tabung *spray dryer* adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
H_s &= 1,3 \text{ m} \\
H_k &= 0,2 \text{ m} \\
\emptyset &= 1,1 \text{ m}
\end{aligned}$$

#### 4.9 Perhitungan Kebutuhan Kalor Udara Pengering

Untuk menghitung jumlah kebutuhan kalor ( $q$ ) yang diperlukan untuk menaikkan temperatur udara pengering dari 30°C menjadi 130°C dapat menggunakan formulasi dibawah ini :

$$\begin{aligned}
\dot{m} &= Q_{\text{fluida}} \times \rho \\
&= 0,89 \text{ m}^3/\text{s} \times 1,29259 \text{ kg/ m}^3 \\
&= 1,15 \text{ kg/s}
\end{aligned}$$

Dengan memperlakukan udara sebagai sebuah gas perfek jika diketahui nilai  $C_p$  udara sebesar 1,004 kJ/kg.K, maka besar kalor yang dibutuhkan adalah :

$$\begin{aligned}
\dot{q} &= \dot{m} \times C_p \times \Delta T \\
&= (1,15 + 10\% \times 1,15) \times 1,004 \times (130 - 30) \\
&= 127,006 \text{ kJ/s} \\
&= 127,006 \text{ kW}
\end{aligned}$$

#### 4.10 Menentukan Temperatur Keluar Gas Buang

Melalui hukum keseimbangan energi, dapat ditentukan suhu gas buang motor diesel melalui formulasi di bawah ini :

$$\dot{q}_{\text{lepas}} = \dot{q}_{\text{terima}}$$

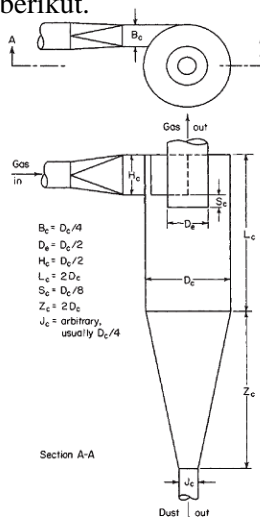
$$\dot{m} \times c_{eg} \times \Delta T = \dot{q} \text{ terima}$$

**Tabel 4.5** Variasi temperatur gas buang

RPM	$\dot{q}$ kW	$\dot{m}_{e.g}$ kg/s	T2 ( C )
2000	3180.672	0.0845	143.7
2200	3180.672	0.0915	145.8
2400	3180.672	0.0985	148.2
2600	3180.672	0.1055	150.9
2800	3180.672	0.1124	154.2
3000	3180.672	0.1194	158.1
3200	3180.672	0.1264	162.9

#### 4.11 Perencanaan Cyclone

Menurut Perry's Method, desain cyclone dapat dirumuskan melalui gambar berikut.



**Gambar 4.2** Cyclone

$\emptyset_{\text{pipa}} =$	4	Inch	$= H_c$
$H_c =$	101,6	Mm	0,1016 m
$D_c =$	203,2	Mm	0,2032 m
$B_c =$	50,8	Mm	0,0508 m
$D_e =$	101,6	Mm	0,1016 m
$J_c =$	50,8	Mm	0,0508 m
$Sc =$	25,4	Mm	0,0254 m
$L_c =$	406,4	Mm	0,4064 m
$Z_c =$	406,4	Mm	0,4064 m

Untuk mencari diameter minimum teoritis partikel yang dapat terendapkan (*cut off size of particle*) dalam *cyclone*, dapat menggunakan formulasi sebagai berikut.

$$D_{p,th} = \sqrt{\frac{9 \mu B_c}{\pi N_s V_{in} (\rho_p - \rho_f)}}$$

$D_{p,th}$  = *cut off size of particle* (m)

$V_{in}$  = kecepatan masuk (15 m/s)

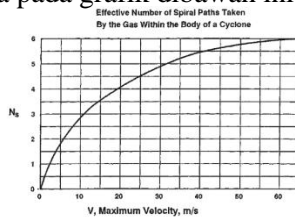
$N_s$  = jumlah putaran gas dalam *cyclone*

$\mu$  = viskositas gas (kg/m.s)

$\rho_p$  = densitas padatan (kg/m<sup>3</sup>)

$\rho_f$  = densitas gas (kg/m<sup>3</sup>)

Sedangkan untuk menentukan jumlah putaran gas dalam *cyclone* dapat dilihat pada pada grafik dibawah ini.



**Gambar 4.3** Grafik  $V_{in} - N_s$

Perhitungan cut off size of particle menghasilkan diameter minimum partikel yang dapat terendapkan sebesar **6,06 micron**. Sehingga, dapat dicari kebutuhan fan pada cyclone sebesar :

$$\begin{aligned}
 Q &= v \cdot A \\
 &= 15 \text{ m/s} \times (0,05 \text{ m} \times 0,1 \text{ m}) \\
 &= 0,075 \text{ m}^3/\text{s} \\
 &= 4,5 \text{ m}^3/\text{min} \\
 &= 159 \text{ ft}^3/\text{min}
 \end{aligned}$$

#### 4.12 Perencanaan Heat Exchanger

Menghitung *Log Mean Temperature Difference* (LMTD). Perhitungan LMTD digunakan untuk mengetahui selisih temperatur fluida panas dan fluida dingin. Berikut merupakan formula perhitungan LMTD.

$$LMTD = \frac{(T_2 - T_1) - (t_2 - t_1)}{\ln \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1}}$$

Berikut merupakan gradien temperatur fluida panas dan fluida dingin.

**Tabel 4.6** Gradien temperatur fluida panas dan fluida dingin (C)

RPM	T in (C)	T out (C)	Exhaust Temp (C)	T2 (C)
3200	30	130	197.24	162.93
3000	30	130	189.83	158.14
2800	30	130	183.65	154.21
2600	30	130	178.42	150.93
2400	30	130	173.94	148.15
2200	30	130	170.06	145.78
2000	30	130	166.66	143.72



**Tabel 4.7** Gradien temperatur fluida panas dan fluida dingin (F)

RPM	T in (F)	T out (F)	Exhaust Temp (F)	T2 (F)
3200	86	266	387.04	325.28
3000	86	266	373.69	316.65
2800	86	266	362.57	309.57
2600	86	266	353.16	303.67
2400	86	266	345.09	298.68
2200	86	266	338.10	294.40
2000	86	266	331.98	290.70

#### 4.13 Kebutuhan Kalor

Menurut spesifikasi pada project guide, dijelaskan bahwa *sea water pump* memiliki kapasitas maksimal sebesar 310 L/menit pada RPM maksimum. Sedangkan pada RPM stasioner, kapasitas *sea water pump* sebesar 80 L/menit. Melalui variasi kapasitas aliran dibawah ini, didapatkan variasi *mass flow rate* air laut yang akan diproses dari *sea water pump*.

**Tabel 4.8** Q dan  $\dot{m}$ 

Q sw pump (L/mnt)	Q sw pump (m3/s)	$\rho$ air laut (kg/m3)	$\dot{m} = (\text{kg/s})$
80	0.00133	1025	1.3667
100	0.00167	1025	1.7083
120	0.00200	1025	2.0500
140	0.00233	1025	2.3917
160	0.00267	1025	2.7333
180	0.00300	1025	3.0750
200	0.00333	1025	3.4167
220	0.00367	1025	3.7583
240	0.00400	1025	4.1000
260	0.00433	1025	4.4417
280	0.00467	1025	4.7833
300	0.00500	1025	5.1250
315	0.00525	1025	5.3813

Dari tabel 4.8 diatas dapat diperoleh besar kalor yang dibutuhkan untuk menguapkan air laut pada temperatur normal air laut yang setelah melalui proses pendinginan motor diesel (kurang lebih  $60^{\circ}\text{C}$ ). Sehingga didapatkan dua proses perpindahan kalor. Yakni proses menaikkan temperatur air laut dari  $60^{\circ}\text{C}$  ke  $100^{\circ}\text{C}$ , serta proses penguapan yang membutuhkan nilai kalor didih ( $L$ ). Berikut merupakan tabel variasi kebutuhan kalor untuk menaikkan temperatur air laut dari  $60^{\circ}\text{C}$  ke  $100^{\circ}\text{C}$ .

**Tabel 4.9** Hasil perhitungan kalor peningkatan temperatur

<b>Cp air laut (J/kgK)</b>	<b>Delta T</b>	<b>Q1(kJ/s)</b>
4038.3	40	220.7604
4038.3	40	275.9505
4038.3	40	331.1406
4038.3	40	386.3307
4038.3	40	441.5208
4038.3	40	496.7109
4038.3	40	551.901
4038.3	40	607.0911
4038.3	40	662.2812
4038.3	40	717.4713
4038.3	40	772.6614
4038.3	40	827.8515
4038.3	40	869.244075

Dari tabel 4.9 diatas dapat dijelaskan bahwa kalor yang dihasilkan tiap peningkatan debit aliran air laut selalu meningkat. Kalor yang dihasilkan berada pada kondisi maksimum saat putaran engine maksimum atau sebanding dengan  $Q = 315 \text{ L/mnt}$ .

Sedangkan kalor uap ( $L$ ) yang dibutuhkan dinyatakan dalam notasi  $Q_2$  bervariasi pada tabel dibawah ini lengkap dengan kebutuhan kalor total yang merupakan penjumlahan dari  $Q_1$  dan  $Q_2$ . Pada tabel dibawah ini, besar kalor yang dihasilkan pada debit aliran air laut sebesar 315 L/menit adalah saat kondisi putaran maksimum motor diesel. Sedangkan pada saat putaran rendah motor diesel besar adalah sebesar 3212,12 kW. Berikut merupakan tabel kebutuhan kalor laten penguapan dan total kalor yang dihasilkan oleh air laut setelah melalui proses pendinginan motor diesel.

**Tabel 4.10** Kebutuhan kalor laten dan kalor total

Kalor Uap (kJ/kg)	$Q_1$ (kJ/s)	$Q_2$ (kJ/s)	$Q_t$ (kJ/s)
2188.8	220.7604	2991.36	3212.12
2188.8	275.9505	3739.20	4015.15
2188.8	331.1406	4487.04	4818.18
2188.8	386.3307	5234.88	5621.21
2188.8	441.5208	5982.72	6424.24
2188.8	496.7109	6730.56	7227.27
2188.8	551.901	7478.40	8030.30
2188.8	607.0911	8226.24	8833.33
2188.8	662.2812	8974.08	9636.36
2188.8	717.4713	9721.92	10439.39
2188.8	772.6614	10469.76	11242.42
2188.8	827.8515	11217.60	12045.45
2188.8	869.244075	11778.48	12647.72

#### 4.14 Kebutuhan Heat Exchanger

Desain *heat exchanger* sangat menentukan temperature udara pengering yang dibutuhkan untuk menguapkan massa air laut dalam *spray dryer*. Berikut merupakan tabel yang menjelaskan

derajat perbedaan suhu antara fluida panas (*exhaust gas*) dan fluida dingin (*sea water*) yang dinyatakan dalam notasi *log mean temperature difference* (LMTD).

**Tabel 4.11** *Log mean temperature difference*

RPM	$\Delta T_2$ (F)	$\Delta T_1$ (F)	LMTD (F)	LMTD (C)
3200	61.76	180	110.5	29.4
3000	57.04	180	107.0	27.4
2800	53.00	180	103.9	25.7
2600	49.49	180	101.1	24.2
2400	46.41	180	98.6	22.8
2200	43.70	180	96.3	21.5
2000	41.28	180	94.2	20.3

Melalui perhitungan pada awal bab 4, didapatkan tabel variasi besar kebutuhan kalor konveksi pada exhaust gas, yakni sebagai berikut

**Tabel 4.12** *Reynold number gas buang*

$\rho_{e,g}$ (kg/m <sup>3</sup> )	D in (m)	A(m <sup>2</sup> )	velocity (m/s)	$\mu$ (x10 <sup>-6</sup> )	Re (10 <sup>-6</sup> )
0.8	0.226	0.0401	26.3451	28.2	0.168908
0.8	0.226	0.0401	28.5230	28.2	0.182871
0.8	0.226	0.0401	30.7009	28.2	0.196834
0.8	0.226	0.0401	32.8787	28.2	0.210797
0.8	0.226	0.0401	35.0566	28.2	0.224760
0.8	0.226	0.0401	37.2344	28.2	0.238723
0.8	0.226	0.0401	39.4123	28.2	0.252686

Pada tabel 4.12 dapat dijelaskan bahwa besar nilai *reynold number* bervariasi yang disebabkan oleh besar laju aliran massa yang berubah dalam tiap RPM, sehingga besar kecepatan aliran gas buang bervariasi mengikuti peningkatan RPM motor diesel.

**Tabel 4.13** Koefisien panas gas buang

$\mu$ ( $\times 10^6$ )	$k$ (W/mK)	$Pr$ ( $10^6$ )	$Nu$	$h$	$R$ (1/h.A)	$U$
28.20	0.42	73.83	0.94	1.75	14.29	0.07
28.20	0.42	73.83	1.02	1.89	13.20	0.08
28.20	0.42	73.83	1.10	2.03	12.26	0.08
28.20	0.42	73.83	1.18	2.18	11.45	0.09
28.20	0.42	73.83	1.25	2.32	10.74	0.09
28.20	0.42	73.83	1.33	2.47	10.11	0.10
28.20	0.42	73.83	1.41	2.61	9.55	0.10

Pada tabel 4.13 dapat dijelaskan hubungan antara *reynold number-prandtl number-nusselt number* untuk mendapatkan besar koefisien panas gas buang.

Setelah didapatkan variasi koefiesn panas gas buang, maka harus didapatkan variasi koefisien panas yang diakibatkan oleh kalor konduksi bahan dan kalor konveksi pada aliran udara pengering.

**Tabel 4.14** *Reynold number* udara pengering

$\rho_{e,g}$ (kg/m <sup>3</sup> )	velocity (m/s)	$\mu$ ( $\times 10^{-5}$ )	$D$	$Re$ ( $10^5$ )
1.18	109.7	1.864	0.8	55.556223
1.18	109.7	1.864	0.8	55.556223
1.18	109.7	1.864	0.8	55.556223
1.18	109.7	1.864	0.8	55.556223
1.18	109.7	1.864	0.8	55.556223
1.18	109.7	1.864	0.8	55.556223
1.18	109.7	1.864	0.8	55.556223

Melalui tabel 4.14 diatas dapat diketahui bahwa besar nilai reynold number adalah tetap, hal ini dikarenakan fan yang digunakan untuk mengalirkan udara pengering memiliki spesifikasi tertentu seperti pada data spesifikasi fan.

**Tabel 4.15** Koefisien panas udara pengering

$\mu$ ( $\times 10^{-7}$ )	k (W/mK)	Pr ( $10^{-6}$ )	Nu	h	R (1/h.A)	U
184.60	26.30	0.71	2.97	97.49	0.01	77.99
184.60	26.30	0.71	2.97	97.49	0.01	77.99
184.60	26.30	0.71	2.97	97.49	0.01	77.99
184.60	26.30	0.71	2.97	97.49	0.01	77.99
184.60	26.30	0.71	2.97	97.49	0.01	77.99
184.60	26.30	0.71	2.97	97.49	0.01	77.99
184.60	26.30	0.71	2.97	97.49	0.01	77.99

Jika diamati, tabel 4.15 menjelaskan hubungan antara besar *reynold number-prandtl number-nusselt number* sehingga didapatkan besar koefisien panas udara pengering yang tetap pada nilai 77.99.

Melalui data-data yang terdapat pada tabel-tabel diatas, dapat diperoleh besar koefisien kalor total sehingga jika dikorelasikan dengan kapasitas kalor yang dihasilkan oleh air laut setelah melalui proses pendinginan motor diesel didapatkan kebutuhan luas area *heat exchanger* maksimal sebesar 7.6899 m<sup>2</sup> pada RPM maksimal. Untuk selengkapnya dapat dilihat pada tabel 4.9 dibawah ini.

**Tabel 4.16** Kebutuhan luas area *heat exchanger*

Q total	U total	LMTD ( C )	A (m2)
3101.74	78.0628	29.4087	1.3511
4652.61	78.0686	27.4440	2.1716
6203.48	78.0744	25.7054	3.0910
7754.35	78.0802	24.1530	4.1118
9305.22	78.0860	22.7559	5.2367
10856.09	78.0918	21.4901	6.4689
<b>12213.10</b>	<b>78.0976</b>	<b>20.3362</b>	<b>7.6899</b>

#### 4.15 Massa Uap Air

Setelah diketahui massa uap air yang diupkan oleh sistem melalui proses *drying*. Uap air dan endapan garam akan dipisahkan melalui *cyclone*. Didapatkan efisiensi cyclone hasil perencanaan desain melalui metode Perry's adalah sebesar 89 %. Sehingga uap air yang mampu diproses hingga masuk pada tangki air tawar adalah sebesar.

**Tabel 4.17** Massa uap air

RPM	$\dot{m} = (\text{kg/s})$	Eff. (98%)	$\dot{m}_{FW} = 96\%$	Cyclone	$\dot{m}_{FW \text{ in}}$
2000	1.3667	1.3393	1.286	1.144	1.144
2100	1.7083	1.6742	1.607	1.430	1.430
2200	2.0500	2.0090	1.929	1.716	1.716
2300	2.3917	2.3438	2.250	2.003	2.003
2400	2.7333	2.6787	2.572	2.289	2.289
2500	3.0750	3.0135	2.893	2.575	2.575
2600	3.4167	3.3483	3.214	2.861	2.861
2700	3.7583	3.6832	3.536	3.147	3.147
2800	4.1000	4.0180	3.857	3.433	3.433
2900	4.4417	4.3528	4.179	3.719	3.719
3000	4.7833	4.6877	4.500	4.005	4.005
3100	5.1250	5.0225	4.822	4.291	4.291
3200	5.3813	5.2736	5.063	4.506	4.506

#### 4.16 Desain Spray Dryer

Melalui hasil analisa data pada bagian diatas, didapatkan desain *spray dryer system* dengan perencanaan dan spesifikasi sebagai berikut.

Tinggi silinder : 1,3 m

Tinggi konis : 0,2 m

Diameter : 1,1 m

Sedangkan spesifikasi fan yang digunakan untuk memindahkan massa udara pengering dari proses pemanasan pada *heat exchanger* ke *spray dryer cylinder* adalah sebagai berikut :

TIPE : MOSWELL BLOWER ELEKTRIK  
 CFM : 2000 CFM ; 1,2 bar  
 DAYA : 150 W ; 2800 RPM

Sedangkan spesifikasi fan yang digunakan untuk memindahkan massa uap air dalam *spray dryer cylinder* ke *cyclone* untuk dilakukan proses pemisahan *solid* dan *gas* adalah sebagai berikut

TIPE : 12 VDC Blower  
 CFM : 200 CFM, 1,2 bar  
 DAYA : 108 W ; 3500 RPM

Untuk dapat menghasilkan air tawar diperlukan desain perpipaan dengan menggunakan prinsip perbedaan tekanan. Uap air yang telah dipisahkan dari kandungan garam oleh *cyclone* selanjutnya diteruskan oleh fan menuju tangki air tawar. Tekanan pada sistem perpipaan dari *cyclone* menuju tangki air tawar harus lebih tinggi dari tekanan pada ujung pipa di tangki air tawar, sehingga uap air dapat keluar dan terkondensasi.

Berdasarkan spesifikasi fan dapat diperoleh besar debit aliran sebesar 200 CFM dan tekanan sebesar 1,2 bar yang didefinisikan sebagai  $P_1$ . Oleh karena itu perlu mencari besar  $P_2$  yang berada pada ujung pipa di tangki air tawar melalui persamaan bernoulli sebagai berikut

$$P_1 + \rho g h_1 + 1/2 \rho v_1^2 = P_2 + \rho g h_2 + 1/2 \rho v_2^2$$

$$120000 + (1,29 \cdot 9,8 \cdot 0,75) + (1/2(1,29 \cdot 177,7^2)) = P_2 +$$

$$(1,29 \cdot 9,8 \cdot 0,1) + (1/2(1,29 \cdot 317,59^2))$$

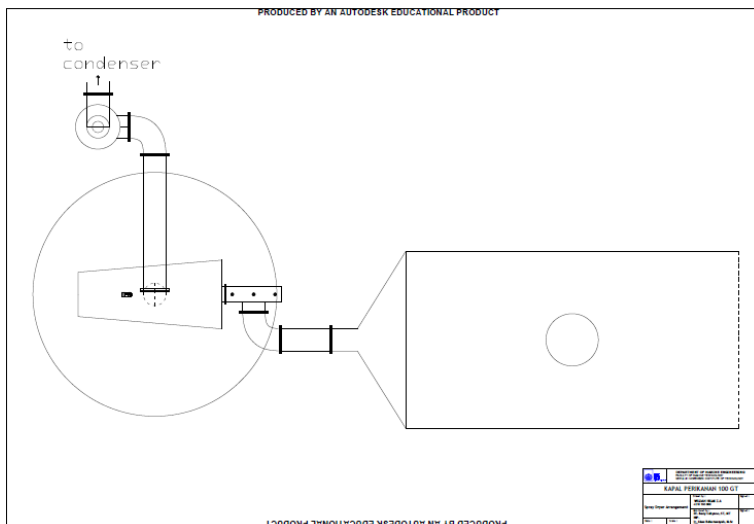
$$P_2 = 75320,7 \text{ bar}$$

$$P_2 = 0,753 \text{ Pa}$$

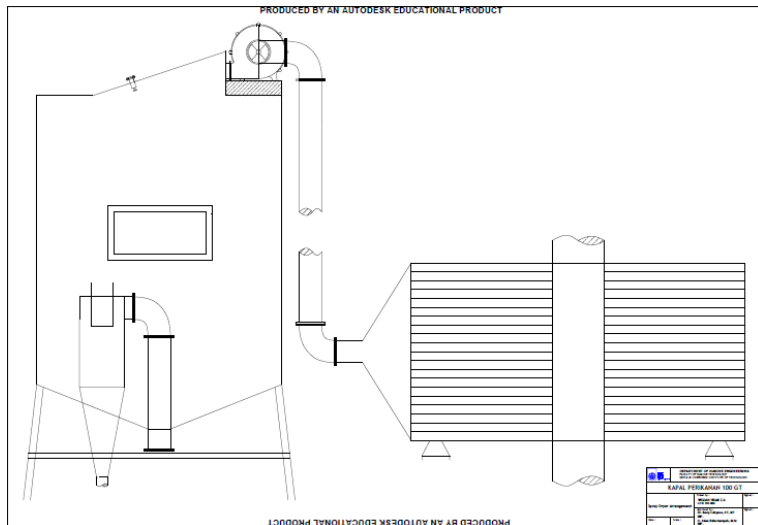


Melalui perhitungan tersebut dapat dijelaskan bahwa untuk dapat mengkondensasi uap air tawar dibutuhkan sistem perpipaan menuju tangki air tawar dengan spesifikasi kebutuhan perencanaan desain sistem dengan luas permukaan ujung pipa pada tangki air tawar sebesar 0,75 inchi = 0,019 m sehingga dapat menghasilkan tekanan  $P_2$  yang lebih kecil dari  $P_1$ .

Berikut merupakan gambar perencanaan desain *spray dryer system* hasil perancangan :



**Gambar 4.4** Tampak atas spray dryer system

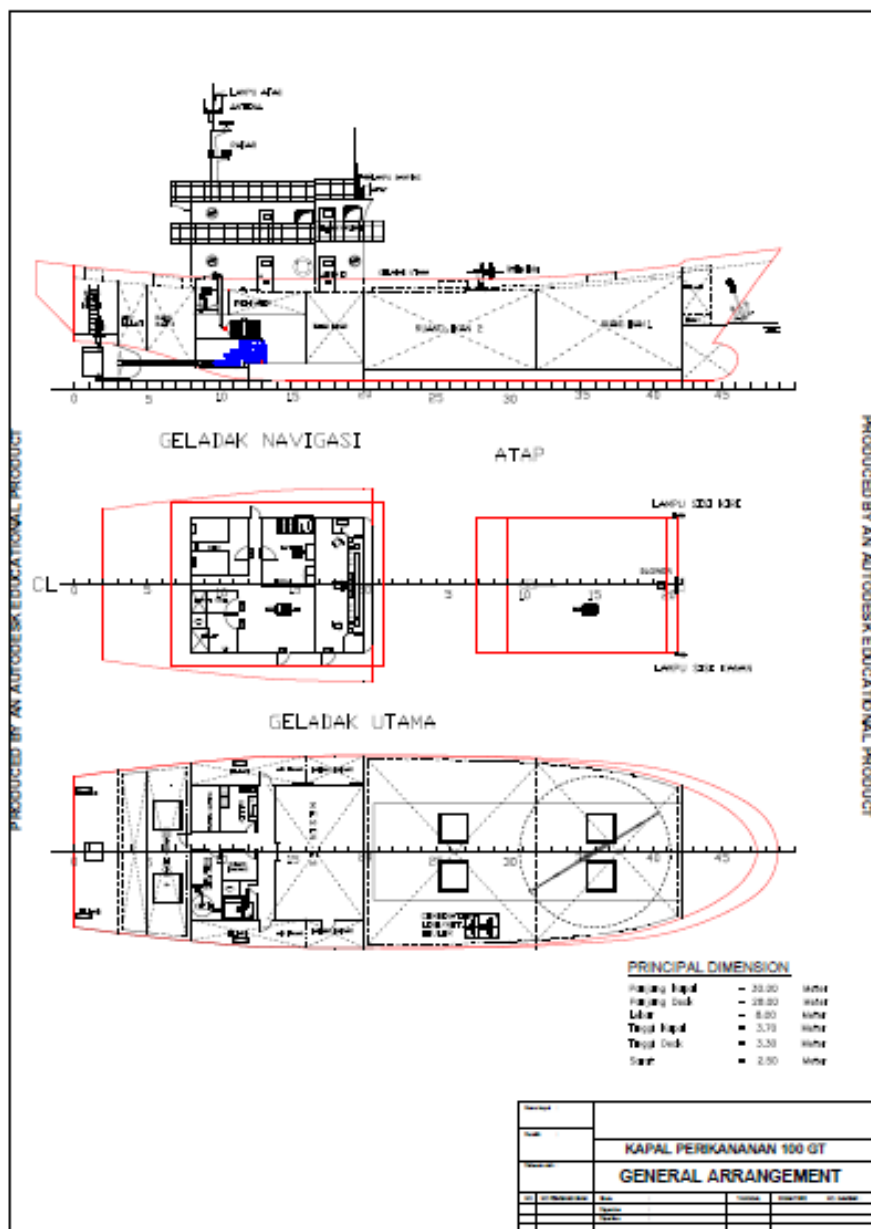


**Gambar 4.5** Tampak samping spray dryer system

#### 4.17 Peletakan Sistem

Upaya penyesuaian dimensi sistem yang telah didesain untuk selanjutnya disesuaikan dengan kebutuhan ruangan yang tersedia menjadi keharusan untuk dipertimbangkan supaya keberadaan sistem tidak berpengaruh banyak terhadap tata ruang kapal perikanan 100 GT yang menjadi objek penelitian. Setelah diperoleh desain sistem yang sesuai dengan kebutuhan, langkah selanjutnya adalah menentukan lokasi peletakan sistem. Pada penelitian ini, peletakan sistem menyesuaikan kebutuhan ruang pada kapal perikanan 100 GT yang menjadi objek penelitian. Kebutuhan tangki air tawar akan dibagi dengan peletakan *spray dryer system* tepat berada dibawah gudang barang, sehingga keberadaan gudang barang akan dimanfaatkan untuk kebutuhan ruang oleh sistem. Hal ini dipertimbangkan dengan alasan peletakan sistem diusahakan tidak berada pada *engine room*. Sistem terdiri dari 3 (tiga) peralatan utama, yakni

penukar kalor untuk memanaskan udara pengering (evaporator) yang peletakkannya pada second deck pada *engine room* dengan pertimbangan memaksimalkan panas gas buang. *Cylinder spray dryer* yang berfungsi untuk memisahkan H<sub>2</sub>O dan kandungan garam diletakkan ruang pembagian tangki air tawar di bawah gudang barang. *Cyclone* yang berfungsi sebagai pemisah antara *solid* dan *gas* antara partikel garam dan kandungan uap air serta *condenser* diletakkan pada gudang barang yang dimaksimalkan fungsinya untuk proses penyediaan air tawar oleh sistem untuk selanjutnya air hasil proses kondensasi ditransfer ke tangki air tawar. Berikut merupakan gambar peletakan sistem pada kapal perikanan 100 GT yang menjadi objek penelitian.



“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

## BAB 5

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 KESIMPULAN

1. Desain *spray dryer* adalah sebesar  $H_s = 1,3$  m  $H_k = 0,2$  m, diameter = 1,1 m. Sedangkan kebutuhan fan untuk memindahkan udara pengering dari *heat exchanger* ke *spray dryer cylinder* yang harus dicapai adalah 1885,8 CFM 13,06 psi. Kebutuhan fan untuk *cyclone* adalah 159 CFM 17,4 psi.
2. *Spray Dryer* hasil perencanaan desain mampu menghasilkan 0,285 kg/s uap air dengan kebutuhan debit udara pengering sebesar 0,89 m<sup>3</sup>/s.
3. Untuk menghasilkan udara pengering 0,89 m<sup>3</sup>/s atau setara dengan 28,8 kg udara/s dengan temperatur 130°C dibutuhkan dimensi heat exchanger sebesar 7,7 m<sup>2</sup>.
4. Efisiensi sistem berada pada nilai 83,7 % berdasarkan massa air laut yang diproses hingga air tawar yang terkondensasi pada tangki air tawar.

#### 5.2 SARAN

1. Untuk meningkatkan efisiensi sistem, perlu desain sistem kondensasi yang mampu meningkatkan efisiensi sistem dengan mendesain tangki air tawar yang memiliki tekanan dan temperatur dalam tangki yang rendah, melalui pertimbangan pemilihan *properties of material* yang dapat digunakan yang efisien.
2. Perlu dilakukan penelitian berbasis eksperimen, sebagai langkah uji desain sehingga dapat diketahui kekurangan-kekurangan pada tahap desain.

“Halaman Ini Sengaja Dikosongkan”

## DAFTAR PUSTAKA

- Ali,M.F, El Ali, B.M, dan Speight,J.G. 2005. *Handbook of Industrial Chemistry*. McGraw Hill. New York
- Anonimous, 2009. *Metode Pegeringan Makanan, Manfaat dan Permasalahannya*. Departemen Perindustrian. Jakarta
- Anonimous, 2015. *Sea Water Cooling*. <http://bppp-tegal.com>, diakses pada 10 Juni 2015
- Anonimous, 2013. *A Review of Waste Heat Recovery on Two-Stroke IC Engine Aboard Ship*. Tianjin University
- Adi, Suryo. 2010. *Uji desain atomizer pada proses spray dryer industri susu bubuk, Studi kasus PT. Nestle Indonesia*. Universitas Gadjah Mada. Yogyakarta
- C. Forch, M. Knudsen, Dan S.P.X. Sorensen. 1902. *Salinity of sea water*. United States of America
- Cipolina, A. Micale, G, dan Rizzuti, L. 2009. *Seawater Desalination*. Springer Verlag Berlin Heidelberg. New York
- Dhadhang. W.K. 2012. *Teknologi Sediaan farmasi*. Lab. Farmaseetika Unsoed. Purwokerto
- Fauzan, Ahmad, Halim Abdul. 2000.*Rekayasa Sistem Pengkabut Pada Mesin Penurunan Kadar Air Madu*
- Jauhari, Lutfi. 2012. *Pemeliharaan Motor Diesel*. <http://lipi.go.id>, diakses pada 10 Mei 2015
- J.P Holman, 1997. *Perpindahan Kalor*. Erlangga. Jakarta



- Kementerian Kelautan dan Perikanan. 2015. *Potensi Laut Indonesia*, pdf. Jakarta Selatan
- Kern, D.Q. 1950, *Process Heat Transfer*. McGraw-Hill International Editions. Singapore
- Lang. R.W. 1978. *In Proceedings of The First International Drying Symposium*, Science Press. Montreal
- Ma'arif. 2013. *Efisiensi Penggunaan Spray Dryer pada Industri Kopi Skala Menengah*. Universitas Gadjah Mada. Yogyakarta.
- Mc. Cabe, W.Smith, J.C, dan Harriot, P. 1993. *Unit Operational of Chemical Engineering*. McGraw Hill Book Co. United States of America
- Mujumdar A.S. 2011. *Handbook of Industrial Drying*, National University of Singapore, CRC Press Online
- Nuruzzaman. 2003. *Analisa Engine Cooling System kapal perikanan outboard engine*. (skripsi). Universitas Andalas. Sumatera Barat
- Perry, R.H dan Green. D.W. 1984. *Perry's Chemical Engineer Hand Book*. McGraw Hill Co, International Student Edition. Tokyo
- Prasetyo .2013. *Analisa Perbandingan metode konvensional dan pengeringan dalam industri garam Nusa Tenggara Barat*. Universitas Brawijaya. Malang.
- Reynolds dan Perkins. 1996. *Termodinamika* Terjemahan Harahap F. Erlangga. Jakarta.

## BIODATA PENULIS



Lahir di Tulungagung, 17 Maret 1993, Penulis dengan nama lengkap Wildan Hilmi Ziauddin Alghifari merupakan anak pertama dari dua bersaudara oleh Bapak Drs. Suhardi, M.Ag dan Ibu Muntiani. Menyelesaikan pendidikan formal di SDN PAKIS II/369 Surabaya, SMPN 12 Surabaya, dan SMAN 1 Surabaya. Penulis melanjutkan studi ke pendidikan tinggi, tepatnya di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, FTK-ITS pada tahun 2010 dan menyelesaikan studi Sarjana Teknik selama 13 semester dengan mengambil bidang *Marine Machinery System*. Selain itu, penulis pernah tercatat menjadi Ketua Umum Himpunan Mahasiswa Islam (HMI) Cabang Surabaya 2016-2017.